

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP



FORORD

Denne oppgaven er utført i forbindelse med masteroppgaven i Maskin- og produktutvikling ved Universitetet for miljø- og biovitenskap. Masteroppgaven er den avsluttende oppgaven som viser deler av den kunnskapen jeg har tilegnet meg i løpet av sivilingeniørutdannelsen og fem år på Ås. Oppgaven er utført i samarbeid med Institutt for matematiske realfag og Rainpower Hymatek AS.

Denne oppgaven har gitt meg mulighet til å fordype meg i ett produkt og utvikle dette på en måte som jeg ikke har hatt mulighet til før. Produktutviklingsprosessen, fra det å få en problemstilling til utviklingen av en løsning, har vært motiverende. Det å kunne jobbe med en reell teknisk problemstilling fra næringslivet for en bedrift innenfor fornybar energi, var kanskje det viktigste motivet for valget av akkurat denne oppgaven.

Det er flere som har hjulpet meg i forbindelse med utviklingen av denne oppgaven. Jeg ønsker derfor å takke mine to veiledere: førsteamanuensis Jan Kåre Bøe (UMB) og sivilingeniør Kristoffer Kjelstadli (Rainpower Hymatek AS). I tillegg ønsker jeg å takke Oddvar Tesaker (Norcon Engineering AS) for lærerik informasjon rundt havarier i småkraftverk og ingeniør Hallvard E. Buer for faglige innspill. Til slutt rettes en stor takk til familie og min kjære samboer, Lisbeth, for korrekturlesing og støtte under en tøff periode.

Ås, 15.mai 2011

Thanh Minh Dang

SAMMENDRAG

Denne masteroppgaven tar for seg utviklingen av et mekanisk rusevern for Rainpower Hymatek AS. Rusevernet, også kjent som et vern mot *overturtall*, skal løse ut dersom turbinen/generatoren overstiger et gitt turtall. Turtallsbegrensning av vannturbiner kan gjøres på flere måter; mekanisk, hydraulisk og elektrisk, eller som kombinasjoner av disse reguleringsmetodene. Rainpower Hymatek AS benytter i dag en mekanisk løsning.

Løsningene Rainpower Hymatek benytter i dag må spesiallages og/ eller spesialtilpasses til hvert vannkraftverk. Dette er kostbart. Hovedmålet for oppgaven har vært å kartlegge muligheter for å utvikle en bedre og mer kostnadseffektiv løsning.

Det er i oppgaven utviklet en konstruksjonsløsning bestående av to hovedkomponenter:

- en roterende pendelsammenstilling med utbyttbar masse
- en stasjonær utløsermekanisme

Pendelsammenstillingen er festet til turbinens aksling og fungerer slik at sentripetalkraften virker på massen til en bolt. Boltene holdes igjen av en fjær som har en lineær fjærkaraktistikk. Når turtallet øker, blir fjæren videre komprimert. Denne bevegelsen benyttes til å slå borti utløsermekanismen. Utløsermekanisme består av to "brytere" en hydraulisk retningsventil og en elektrisk mikrobryter. Bryterne holdes i utgangspunktet inne av en "arm". Ved et gitt overurtall slår pendelen borti armen og trykket på bryterne fjernes. Utløsermekanismen sender videre et hydraulisk og et elektrisk signal til kraftverkets styrepult, som igjen sørger for hurtigstopp av kraftverket.

Fordelen med denne løsningen i forhold til de eksisterende løsningene som Rainpower Hymatek benytter i dag, er at den er universal i den forstand at den med relativt enkle justeringer kan benyttes på samtlige av Rainpowers vannturbiner av standard størrelse.

Beregninger viser at rusevernsløsningen utviklet i denne oppgaven er mer kostnadseffektiv enn eksisterende løsninger benyttet av Rainpower Hymatek i dag. Det anbefales derfor at RPH utvikler denne løsningen videre.

ABSTRACT

This master's thesis covers the development of a mechanical overspeed trip system for Rainpower Hymatek AS. The overspeed trip system will trip if the hydraulic turbine/ turbine generator reaches a preset rotational speed. The control of rotational speed can be done by using different principles; mechanical, hydraulic, electrical or by combining these principles.

The overspeed trip system Rainpower Hymatek uses today has to be custom made or specially fitted to every turbine. This is expensive. The main objective of this thesis has been to explore the possibilities to develop a better and more economical efficient solution.

In this report, it is been developed a design solution for a mechanical overspeed trip system consisting of two main components:

- a pendulum assembly with interchangeable mass
- a stationary tripping device

The pendulum assembly is mounted on the turbine shaft. Inside the pendulum assembly there is a bolt and a feather with linear feather characteristic. As the rotational speed increases, the centripetal force on the bolt mass increases and compresses the feather. This motion is used to set off the stationary tripping device. The tripping device consists of a hydraulic valve and an electrical micro switch. In the initial position, the switches are held in place by a mechanical "arm". When the preset overspeed is reached, the pendulum hits the "arm" and the pressure on the switches is then removed. The tripping device then passes a hydraulic signal and an electrical signal to the power plants control desk. The control desk then initiates an emergency stop.

The main advantage of this solution vs. the existing solutions by Rainpower Hymatek is that this solution can be used on Rainpowers product range of turbines with minor adjustments.

Calculations indicates that the overspeed system developed in this thesis is more economical efficient than the existing solutions used by Rainpower Hymatek today. Therefor it is recommended that Rainpower Hymatek develop this solution further.

INNHALDSFORTEGNELSE

	Side:
1 Innledning	1
1.1 Om bedriften.....	1
1.2 Bakgrunn.....	2
1.3 Problemstilling	2
1.4 Målsetninger	2
1.5 Arbeidsplan.....	1
1.6 Begrensninger.....	1
1.7 Metode og analyseverktøy	1
1.8 Kravspesifikasjon.....	2
1.9 Symboler og terminologi	2
1.10 Formler	6
1.11 Begreper	7
2 Beskrivelser	9
2.1 Vannkraftverket og sikringssystemer.....	9
2.2 Vannturbiner	10
2.2.1 Kort beskrivelse av de vanligste turbintypene.....	11
2.3 Turbinregulering	13
2.4 Rusing av vannturbin og generator.....	14
2.5 Rusevernløsninger, turtalls – og hastighetsregulatorer.....	16
2.5.1 Mekanisk reguleringsprinsipp.....	17
2.5.2 Hydraulisk/pneumatisk reguleringsprinsipp.....	22
2.5.3 Elektrisk reguleringsprinsipp.....	24
3 Konseptutvikling og konkretisering.....	28
3.1 Primærfunksjonen	31
3.1.1 Konsept A: akselerasjonsavlesning på løpehjulet/akslingen	31
3.1.2 Konsept B: regulerbar sentrifugalregulator 1.....	32

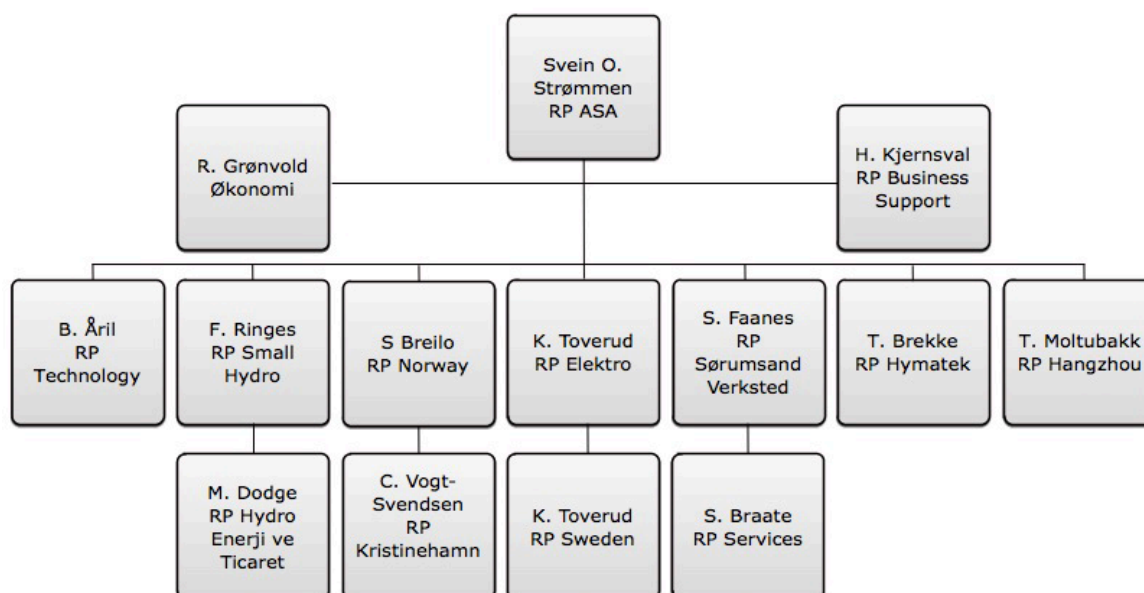
3.1.3	Konsept C: regulerbar sentrifugalregulator 2	33
3.1.4	Konsept D: regulerbar arm	34
3.1.5	Konsept E: sentrifugalregulator og reim (Watt & Boulton)	35
3.1.6	Konsept F: effekt fra aksling til hydraulikkpumpe.....	36
3.1.7	Konsept G: måling av trykk før løpehjulet.....	37
3.1.8	Konsept H: stor retningsventil.....	38
3.1.9	Konsept I: lasertachometer.....	39
3.1.10	Konsept J: ultrasonisk måling	40
3.2	Seleksjon av konsept - primærfunksjon.....	41
3.3	Utvikle ulike prinsipper for regulerbar sentrifugalregulator	44
3.3.1	Videreutvikling av “regulerbar sentrifugalregulator 1”	46
3.3.2	Videreutvikling av “regulerbar sentrifugalregulator 2”	48
3.4	Oppsummering og valg av sentrifugalregulator	50
3.5	Valg av sekundærfunksjon, endre pådraget	51
3.5.1	Eksisterende mekaniske utløsermekanismer	52
3.5.2	Vurdering av eksisterende løsninger.....	54
3.5.3	Videre utvikling av løsning 3 – mekanisk utløsermekanisme	55
3.6	Oppsummering av de valgte løsningene - Rusevernet.....	56
3.7	Foreløpig utvalg av materiale.....	57
4	Grunnlagsberegninger.....	58
4.1	Foreløpige beregninger på pendelsammenstillingen – Nedre Vinstra.....	59
4.2	Foreløpige beregninger på pendelsammenstillingen – Bavona	62
4.3	Pendelfjær og belastning	63
4.4	Foreløpige beregninger på pendelhusets ytre mål.....	64
4.5	Foreløpige beregninger på festeskruen	66
4.6	Foreløpige beregninger på utløsermekanismen.....	71
5	Beskrivelse av løsning	74
5.1	Element- og løsningsvalg.....	74
5.2	Pendelen.....	74

5.3	Utløsermekanismen.....	76
6	Videre beregninger.....	79
6.1	Beregninger på pendelvandringen.....	79
6.2	Beregninger på pendelhuset.....	80
6.3	Beregninger på festebolten.....	80
6.4	Beregninger på lokket – skruene.....	82
6.5	Reguleringsnøyaktighet og responstid.....	85
7	Spenningskontroll i SolidWorks simulation.....	86
8	Presentasjon av løsningen.....	88
9	Monteringsanvisninger.....	89
9.1	Pendelsammenstillingen.....	89
9.2	Utløsermekanismen.....	89
9.3	Kalibrering.....	89
10	Økonomi.....	90
10.1	Kommentarer til kostnadsberegningene.....	91
10.2	Økonomisk sammenlikning.....	91
11	Prosessevaluering.....	92
12	Konklusjon.....	93
12.1	Forbedringer og videre arbeid.....	93
13	Referanser.....	95
14	Vedleggliste.....	98

1 INNLEDNING

1.1 OM BEDRIFTEN

Rainpower ASA eies i dag av NLI AS og Rudningen AS, men har sine røtter i Kværner Bruk A/S. Rainpower ASA (heretter omtalt som RP) er et teknologidrevet selskap med ca.300 ansatte og er et stadig voksende selskap. For tiden har de virksomhet i bl.a. Norge, Sverige, Kina, Sveits og Peru. RP er ledende innenfor sitt fagfelt i Norge, er fjerde størst på verdensbasis og omsatte for 460 millioner i 2009 [1].



Figur 1-1: Organisasjonskart for Rainpowerkonsernet per 1.april 2011 [2].

RP leverer flerfaglige produkter og tjenester, ingeniørtjenester, fabrikkasjoner, overflatebehandling, sammenstilling og testing innenfor fornybar energi. Hovedprodukt er vannturbiner og tilhørende tjenester og utstyr for produksjon av vannkraft. RP er en totalleverandør for nye kraftanlegg og oppgradering av eksisterende anlegg [1].

Denne oppgaven er gjort i samarbeid med Rainpower Hymatek AS (heretter omtalt som RPH), et datterselskap av Rainpower ASA. RPHs hovedprodukter er magnetiseringssystemer for synkrongeneratorer og turbinregulatorsystemer inkl. elektronisk regulator og hydraulisk styring for alle typer vannturbiner[3].

1.2 BAKGRUNN

RP leverer flere ulike typer vannturbiner i flere størrelser. Alt fra vannturbiner til småkraftverk, til store vannturbiner som leverer flere hundre megawatt ^[1]. Felles for alle disse turbinene er at de må sikres mot overbelastning. Siste ledd i overbelastningsvernet er det mekaniske rusevernet. Et rusevern har som hensikt å stoppe turbinen dersom turtallet passerer et forhåndsbestemt nivå.

Det mekaniske rusevernet RP benytter på turbinene sine i dag er 10-20 år gammelt. Flere av delene må spesiallages til hver av vannturbinene da disse er av forskjellig størrelse og utforming. Dette tar opp mye arbeidskapasitet og er derfor kostbart.

1.3 PROBLEMSTILLING

Turtallbegrensning av vannturbiner kan gjøres på flere ulike måter, bl.a. mekanisk, hydraulisk (trykk/volumstrøm) og elektrisk/elektronisk, eller kombinasjoner av disse reguleringsmetodene. Oppdragsgiver har allerede en løsning på mekanisk rusevern, men flere komponenter må i dag spesiallages til hver vannturbin.

1.4 MÅLSETNINGER

Hovedmålsetting for masterarbeidet er å utrede og klarlegge mulighetene for å utvikle en bedre og mer kostnadseffektiv løsning for rusevern av RPs turbiner. Videre arbeid omfatter utvikling av forslag til konseptdrøfting, samt utredning og vurdering av muligheter for et universalt rusevern som kan passe til RPs produktserie.

Delmål:

- Kartlegging av eksisterende rusevernløsninger med tanke på funksjon og prinsipp.
- Utarbeide og diskutere ulike konstruksjonsideer med tanke på funksjon og kompleksitet.
- Utarbeide et konstruksjonsforslag. Spesifisere en ny rusevernløsning og utvikle denne med hensyn til konstruksjon, material og elementvalg.
- Lage et konstruksjonsforslag, styrkeberegne denne og deretter utarbeide en konstruksjonsløsning.
- Lønnsomhetsvurdering av konstruksjonsløsningen.
- Produsere en rendert framstilling av løsningen i en kraftstasjon.

1.5 ARBEIDSPLAN

For gjennomføring av oppgaven er det utarbeidet en arbeidsplan.

Tabell 1-1: Arbeidsplan

	Jan	Feb	Mar	Apr	Mai	Jun
Konkretisering av oppgaven	x					
Idemyldring	x					
Litteraturstudie	x	x				
Databearbeiding		x	x			
Oppgaveskriving			x	x		
Redigering og konrrekturlesing				x	x	
Trykking					x	
Innlevering					x	
Eksamen						x

1.6 BEGRENSNINGER

- Prototype til reell testing av løsning vil ikke bli produsert i denne omgang. Testing av regulatorens nøyaktighet er derfor ikke blitt utført.
- Beskyttelsesdeksel rundt rusevernet vil ikke bli dekt av denne oppgaven.
- Klemringen som pendelsammenstillingen skal monteres til vil ikke bli dimensjonert
- Hydraulikksystemet og det elektriske systemet som utløsermekanismen skal kobles mot vil ikke bli beskrevet.

1.7 METODE OG ANALYSEVERKTØY

Oppgaven vil løses med utgangspunkt i Joseph Rossmans kreativitetsmodell med syv hovedfaser [4].

1. **Observasjon:** Teknologisk behov undersøkes
2. **Analyse:** Behovet og potensialet for ny løsning analyseres.
3. **Oversikt:** Tilgjengelig informasjon om problemet anskaffes.
4. **Løsningsformulering:** Alle innfallsvinkler for en teknisk løsning vurderes.
5. **Forhåndsutvelgelse:** Løsningsforslagene blir rangert etter fordeler og ulemper.
6. **Innovasjon:** En idé om en bedre løsning enn det som finnes blir til.
7. **Eksperimentering:** Her gjennomføres det forsøk på den prefererte ideen, med videre utvelgelse og forbedringer

For å visualisere og optimalisere ideer og løsninger, vil følgende programvare bli benyttet:

- SolidWorks 2011 SP0 med Simulation
- Paint.NET v3.5.6
- Microsoft Excel 2010 (14.0)

1.8 KRAVSPESIFIKASJON

Det settes følgende krav til rusevernet:

- Skal utløses mekanisk.
- Når rusevernet er utløst, skal det sende ut et elektrisk eller hydraulisk "signal". Dette fører videre til at vannturbinen stopper.
- Løsningen skal være "fail-safe". Dvs. at løsningen skal fungere selv om feil oppstår i andre komponenter i kraftverket.
- Løsningen skal plasseres direkte på akselen eller flensen mellom turbin og generator.
- Skal utløses dersom turbinens turtall overstiger 150 % av nominelt turtall.

1.9 SYMBOLER OG TERMINOLOGI

Dette underkapitlet tar for seg symboler og de mest brukte formlene i oppgaven.





Tabell 1-2: Generelle symboler og terminologi.

Symbol	Betydning	Enhet
P	Effektivitet	W
η	Systemets virkningsgrad	-
Q	Vannføring/volumstrøm	m ³ /s
H	Fallhøyden	m
g	Tyngdens akselerasjon	m/s ²
ρ	Tetthet	kg/m ³
F	Kraft	N
F_i	Forspenningskraft, skrue	N
F_a	Samlet belastning, skrue	N
F_m	Middelkraft	N
M	Moment	Nm
v	Fart	m/s
r	Radius	mm


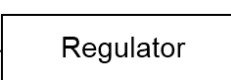
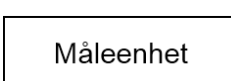
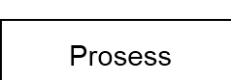
Tabell 1-2 fortsetter.

m	Masse	Kg
V	Volum	m^3
p	Trykk	N/mm^2
A	Areal	mm^2
δ_r	Stigningstallet til regulatorkurven	-
n_{LO}	Turtallet før motoren begynner å sakke	o/min
n_{VO}	Turtallet der motoren begynner å kompensere for reduksjon i turtall	o/min
f	Frekvens	Hz
D	Diameter	mm
O	Omkrets	mm
O_{TP}	TPs baneomkrets om akslingens sentrum:	mm
f	Fjærvandring	mm
R_m	Middelradius	mm
r_m	Gjengens middelradius	mm
r_m'	Radiusen som friksjonskraften antas å virke på	mm
r_{pendel}	Avstanden fra ytterst på pendelbolten til akslingens sentrum	mm
ε_1	Friksjonsvinkelen	°
φ	Gjengens stigningsvinkel	°
P'	Gjengens stigning	-
μ	Friksjonskoeffisient	-
μ'	Friksjonskoeffisienten mellom skruehode/ mutter og underlag	-
α	Gjengens profilvinkel	°
d_1	Basis lillediameter for skruegjengen	mm
d_2	Pitch diameter, skrue	mm
d_h	Hullets diameter	mm
s	Nøkkelvidden	mm
A_s	Spenningsareal, skrue	mm^2
σ	Spenning	N/mm^2
τ_v	Torsjonsspenning	N/mm^2
δ	Tøyning	mm
l	Lengde	mm
SF	Sikkerhetsfaktor mot varig deformasjon	-
TP	Forkortelse for tyngdepunkt	-






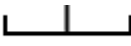
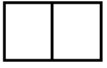







Tabell 1-3: Generelle symboler brukt i rapporten.

	Mekanisk fjær
	Fast opplagring
	Fast opplagring med ledd
	Bevegelse/forflytning/ kraft
	Ledd. Tillater bevegelse i x-y planet
	Rotasjonspunkt
	Vridning, positiv retning






Tabell 1-4: Beskrivelse av symboler og begreper brukt i forbindelse med reguleringsteknikk.

	Summeringspunkt
ε	Reguleringsavviket: differansen mellom referanseverdi og faktisk målt verdi
	Regulator/regulatorfunksjon: Denne enheten beregner pådraget.
	Måler det reelle turtallet.
	Proessen er systemet som skal reguleres. Denne enheten inkluderer også utstyret som prosessen styres med [5].
Pådrag	En justerbar enhet som brukes til å manipulere eller styre prosessen [5].

Tabell 1-5: Forklaring av symboler bruk i hydrauliske systemer.

	Hovedledning
	Styreledning
	Koblingspunkt. Sammenkoblede ledninger.
	Kryssende ledninger
	Hydraulisk flytretning
	Åpen tank for hydraulikkolje. Innløpsrør under væskeoverflaten.
	Retningsventil med faste styrestillinger. Hvert kvadrat representerer en styrestilling.
	Pilen representerer et internt flytløp i retningsventilen.
	“⊥” representerer en stengt port i retningsventilen.
	Mekanisk styring av retningsventil med fjær.
	Elektrisk styring av retningsventil med elektromagnet.
	Direkte trykkstyring av retningsventil ved trykkøkning.
	Direkte trykkstyring av retningsventil ved trykkavlastning.
	Stempel. Lineær mekanisk bevegelse.

Tabell 1-5 forsetter.

A, B, P, T	Retningsventilens porter. Der "P" symboliserer trykkolje fra pumpe og "T" olje til tank. "A", "B" arbeidsporter.
	Hydraulisk pumpe med konstant fortrenningsvolum. Volumstrøm i en retning.
	Trykkreduksjonsventil
	Viskositetsavhengig strupeventil.
	Hydraulisk motor med konstant kapasitet. Volumstrøm i en retning.
	Filter

1.10 FORMLER

Tabell 1-6: *Formler benyttet i rapporten.*

Kraftverkets teoretiske effekt⁽⁶⁾:		$P = \eta * Q * H * g * \rho$	(1.1)
Sentripetalkraft	Absoluttverdi	$F = m \frac{v^2}{r}$	(1.2)
Tetthet		$\rho = \frac{m}{V}$	(1.3)
Tyngdepunkt om x-aksen og y-aksen	Her representerer \bar{x} og \bar{y} algebraiske avstander eller posisjonskoordinater.	$\bar{x} = \frac{\int x dV}{\int_A dV}$ $\bar{y} = \frac{\int y dV}{\int_A dV}$	(1.4) (1.5)
Fjærstivhet		$c = \frac{\Delta F}{\Delta f}$	(1.6)

Tabell 1-6 forsetter.

Gjengens middelradius		$r_m = \frac{d_2}{2}$	(1.7)
Friksjonsvinkelen		$\tan \varepsilon_1 = \frac{\mu}{\cos \alpha}$	(1.8)
Gjengens stigningsvinkel		$\tan \varphi = \frac{P'}{\pi * d_2}$	(1.9)
Radiusen friksjonskraften antas å virke på		$r_m' = \frac{s + d_h}{4}$	(1.10)
Volum sylinder		$V = \pi r^2 * l$	(1.11)

1.11 BEGREPER

Se Vedlegg 1 for begreper tilknyttet vannkraft.

Fordeler, er en mekanisk innretning på eldre bilsbiler som styrer tenningstidspunktet av brennstoff-luft blandingen.

Pilottrykk, styretrykk.

Pilotventil (forstyreventil), ofte en liten ventil som forstyrrer en større ventil.

Avbryterkam, mekanisk enhet som sitter på fordelerakselen og er med på å styre tenningen av brennstoff-luft blandingen. Den har like mange kammer som motoren har sylindrer.

Transportforsinkelse, tiden det tar for regulatoren fra den setter i gang en korreksjon til korreksjonen er utført.

Balansetilstand, når sentrifugalkraften som påvirker sentrifugalvektene er i balanse med kraften fra fjæren, er balansetilstanden nådd.

Hastighetssenking (speed droop), en regulatorfunksjon som reduserer regulatorens referansehastighet når belastningen øker. Benyttes for å jevne ut turtallet på motoren.

Overturtall, turtall over nominelt turtall.

Utløserturtall/kritisk turtall, turtallet hvor regulatoren skrur av turbinen.

Monteringsflens, en flens på akslingen mellom løpehjul og generator som bl.a. benyttet til å montere utstyr til akslingen. Tilgangen til denne flensen varierer fra kraftverk til kraftverk.

Solenoid, strøm i en leder vil frembringe et magnetfelt rundt lederen. En solenoide er en spole formet som et rør.

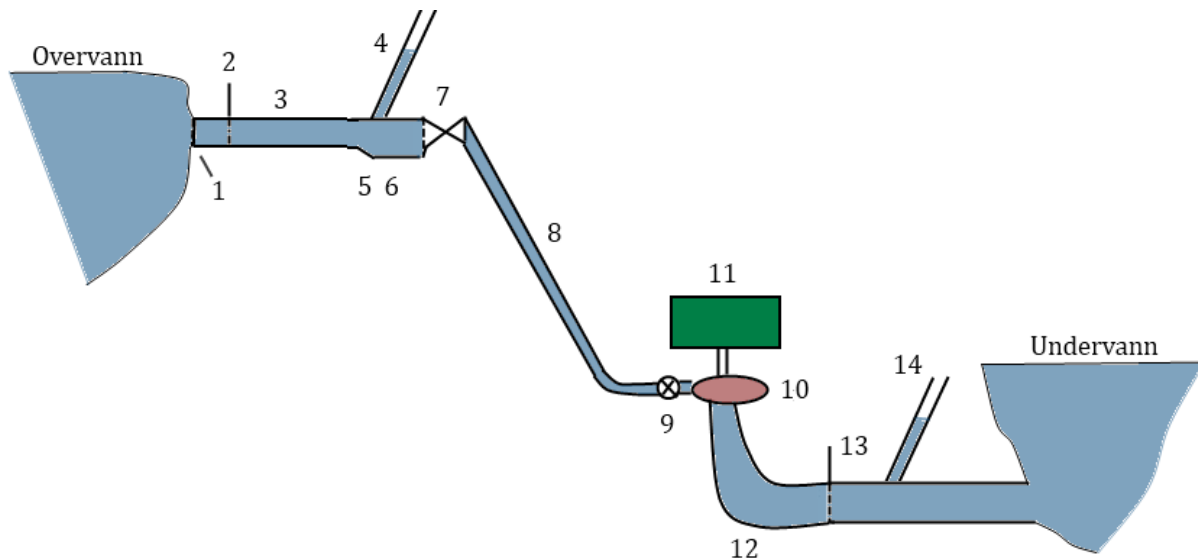
Anker (hydraulikk), sylindrisk enhet av ferromagnetisk materiale plassert inne i solenoiden for å forsterke magnetfeltet. Lineær bevegelse blir forårsaket ved at ankeret beveger seg når spenningen på solenoiden forandres.

Målsøking, en funksjon i programvaren Microsoft Excel som gir brukeren mulighet til å få frem et ønsket resultat ved å justere en inndataverdi.

Fjærstivhet, forholdet mellom fjærkraften og fjærvandringen kalles fjærstivheten.

2 BESKRIVELSER

2.1 VANNKRAFTVERKET OG SIKRINGSSYSTEMER



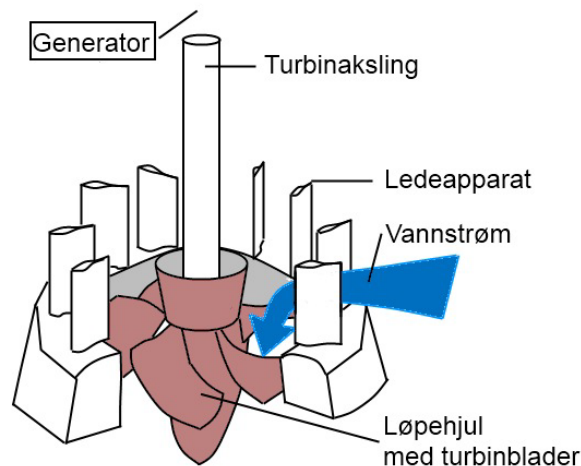
Figur 2-1: *Figuren viser prinsipielt hvordan vannveien til et turbinanlegg kan se ut. Fra overvannet og nedover viser figuren 1.Varegrind, 2.Inntaksluke, 3.Tilløpstunnel, 4.Svingesjakt, 5.Sandfang, 6.Finvaregrind, 7.Rørbruddsventil, 8.Trykksjakt, 9.Hovedventil, 10.Turbin, 11.Generator, 12.Sugerør, 13.Sugerørsluke, 14.Avløpssvingesjakt.*

I vannkraftverket fins det en rekke sikkerhetssystemer/utstyr som skal forhindre overbelastning og skader på vannveien, turbin og generator. Varegrindene og sandfanget skal forhindre fremmedlegemer i turbinsystemet. Trykksjakter og svingesjakter blir benyttet for å kontrollere trykkstøt og trykksvingninger. I tillegg til dette blir det benyttet en rørbruddsventil, en automatisk ventil som stenger dersom farten på vannet overstiger en viss verdi.

Videre benyttes det et reguleringsystem som forhindrer overbelastning dersom belastningen på generatoren skulle falle. Dette blir forklart i kapittel 2.3.

2.2 VANNTURBINER

En vannturbin har skråstilte blader på løpehjulet som omgjør bevegelsesenergien i vannet til rotasjonsenergi. Turbinen er festet på en aksling som får en generator til å rotere (se Figur 2). Videre omformer generatoren rotasjonsenergien til elektrisk energi.



Figur 2-2: Sjematisk framstilling av en kaplanturbin. Generatoren er ikke vist. figuren er tegnet etter [7] og forenklet.

Vannturbiner deles inn i to hovedkategorier etter virkemåte, *aksjonsturbiner* og *reaksjonsturbiner* [6].

I aksjonsturbinene utnyttes stillingsenergien i vannet. Denne energien blir omgjort til bevegelsesenergi foran løpehjulet ved at vannet går gjennom justerbare dyser og treffer løpehjulet.

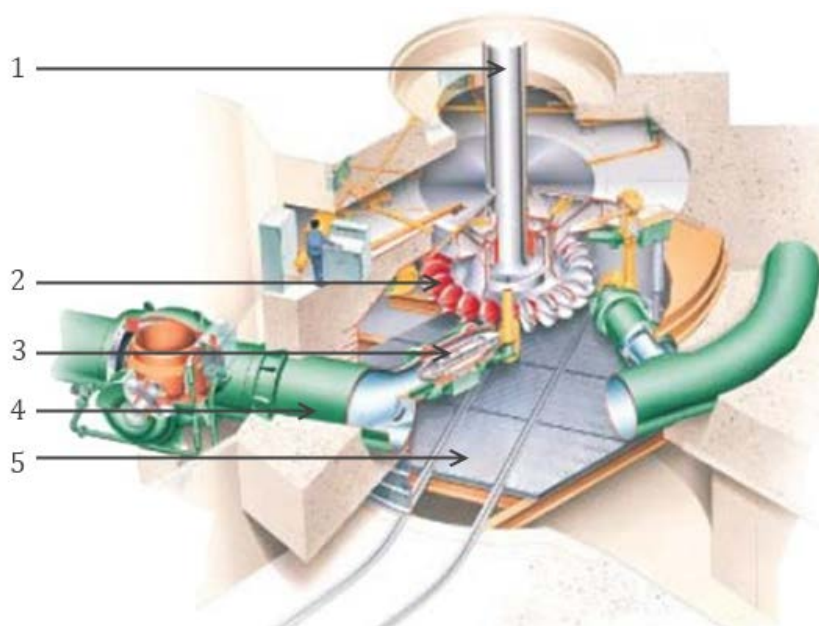
I reaksjonsturbiner omgjøres en del av vannets stillingsenergi før løpehjulet og en del etter. Trykkenergien i vannet blir omgjort til bevegelsesenergi i selve løpehjulet ved at strømningsstverrsnittet i løpehjulet gradvis blir mindre. Dette fører til at hastigheten til vannet øker. Det er reaksjonskrefter som driver løpehjulet rundt

De mest brukte vannturbinene i dag er francisturbinen (reaksjonsturbin), peltonturbinen (aksjonsturbin) og kaplanturbinen (reaksjonsturbin) [6]. Kraftverkets effektivitet er hovedsakelig avhengig av vannføringen og fallhøyden, se formel (1.1). Peltonturbinen blir benyttet der fallhøyden er svært stor og vannmengden er liten til middels. Kaplanturbinen blir brukt der fallhøyden er lav og vannmengden stor, mens francisturbinen benyttes når en har en mellomting mellom disse [6].

2.2.1 KORT BESKRIVELSE AV DE VANLIGSTE TURBINTYPENE

Peltonturbinen:

Etter at vannet har passert hovedventilen, vil vannet bli fordelt til dysene via *ringledningen* (se Figur 2-3). Antall dyser varierer fra kraftverk til kraftverk. Dysenes posisjon i forhold til løpehjulet og vannmengden gjennom dysene, kan reguleres. Når vannet går gjennom dysene, vil stillingsenergien til vannet bli omgjort til bevegelsesenergi. Videre når vannet treffer løpehjulets skovler, vil vannets retning bli endret og løpehjulet satt i bevegelse. Etter at vannet har vært i kontakt med løpehjulet, "faller" vannet ned mot gulvet i turbinhuset. Det er da trykkløst. Virkningsgraden på peltonturbinen ligger på 92-93 % [6, 8].

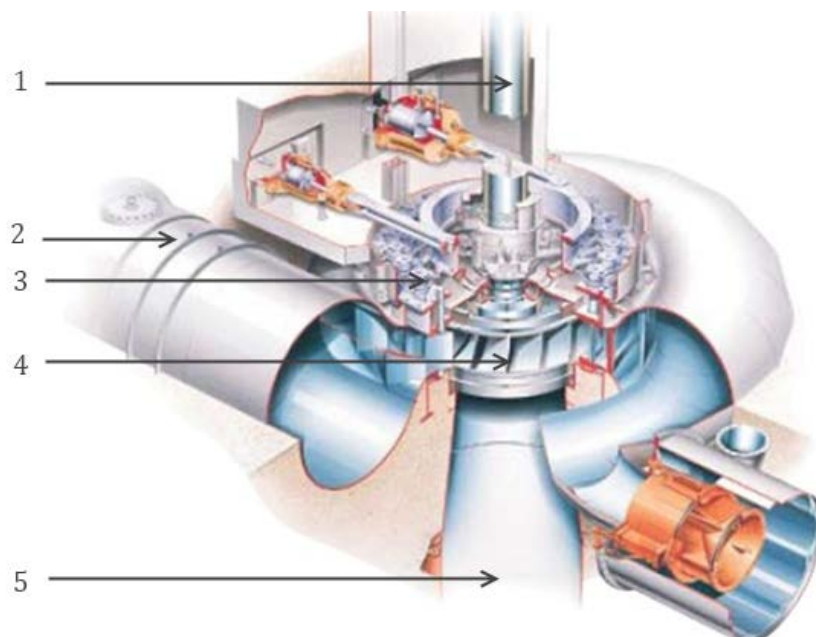


Figur 2-3: Skisse av en peltonturbin. 1. Aksel, 2. Løpehjul, 3. Dyse med nålservo, 4. Ringledningen. 5. Turbinhus. [9]

Francisturbinen:

Vannet passerer hovedventilen og blir ledet inn i spiralromma/sneglehuset (se Figur 2-4). Vannet styres videre inn mot løpehjulet av ledeapparatet. Ledapparatet regulerer vannmengden inn på løpehjulet og således pådraget. Videre passerer vannet løpehjulet og går videre ned i sugerøret. Francisturbinen kalles en fullturbin, det vil si at hele vannveien er fylt med vann med et visst trykk [6]. For å utnytte fallhøyden fullt ut, er løpehjulets plassering lagt under vannspeilet i undervannet.

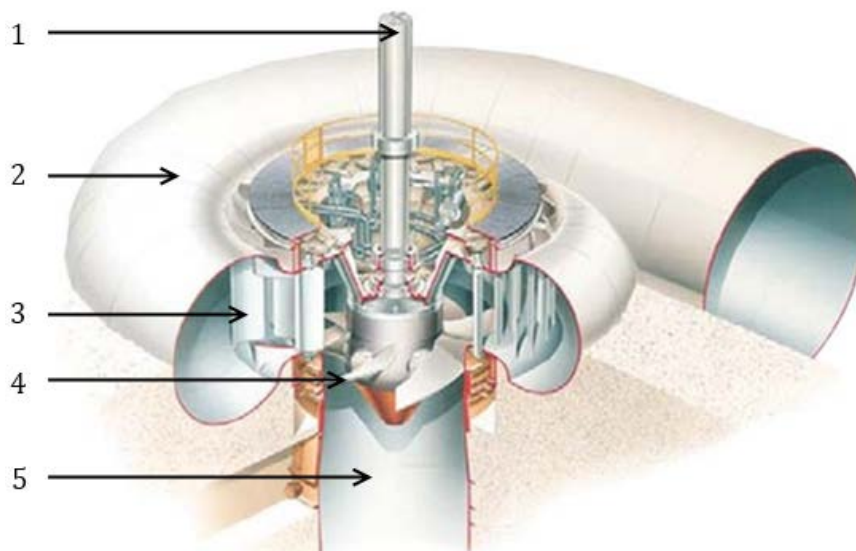
Virkeåten til francisturbinen er at en stor del av trykkenergien går over i bevegelsesenergi i spiralromma (i motsetning til peltonturbinen så har vannet i francisturbinen både trykk- og bevegelsesenergi). Når vannet passerer turbinen, reduseres trykket og bevegelsesenergien til vannet [9]. Stillingsenergien i vannet er nå gjort om til rotasjonsenergi. De beste francisturbinene kan ha en virkningsgrad på over 95-96 % [8].



Figur 2-4: Skisse av en francisturbin. 1. Aksel, 2. Spiralromme/sneglehus, 3. ledeapparat, 4. Løpehjul, 5. Sugerør.[9]

Kaplanturbinen:

Kaplanturbinen er på samme måte som francisturbinen, en reaksjonsturbin og turbinene har flere likhetstrekk. Denne turbintypen benytter også et ledeapparat og et sugerør på samme måte som francisturbinen. Den største forskjellen mellom disse to turbintypene ligger i utformingen av løpehjulet. I kaplanturbinen benyttes det et "propell" lignende løpehjul der løpehjulsbladene kan være justerbare. Dette gjør turbinen svært godt egnet til bruk der aggregatet skal kjøres på forskjellige lastområder [6]. Virkningsgraden på kaplanturbinen kan ligge på over 95 % [6].



Figur 2-5: Skisse av en kaplanturbin. 1. Aksel, 2. Spiralromme/sneglehus, 3. ledeapparat, 4. Løpehjul, 5. Sugerør.[9]

2.3 TURBINREGULERING

Stort sett alle vannturbiner som produseres i dag er koblet sammen med en trefase vekselstrømsgenerator [6].

I Norge benyttes en nettfrekvens på 50Hz og det er kritisk at denne frekvensen holdes konstant slik at utstyr tilkoblet strømmettet ikke blir ødelagt. For å opprettholde en konstant frekvens, må turbinens turtall også holdes konstant. Variasjon i effektuttak (høyt/lavt strømforbruk) fra generatoren vil føre til tilsvarende turtallsvariasjon.

Turbinens driftsturtall er avhengig av antall polpar som generatoren består av og nettfrekvensen. Driftsturtallet (o/min) beregnes ut i fra følgende formel ^[10]:

$$Turtall = \frac{f * 60}{\text{antall polpar}} \quad (2.1)$$

For å unngå variasjon i turtall, benyttes en turbinregulator (se Vedlegg 1) som foretar reguleringen av vannføringen gjennom turbinen. Vannmengden gjennom turbinen blir regulert ved at en endrer pådraget. På peltonturbinene blir dyseåpningene justert, mens ledeapparatet blir justert på francis- og kaplanturbinene ^[6].

En annen viktig oppgave som regulatoren har er å kontrollere start og stopp av turbinen og generatoren. Ved start er det viktig at turtallet blir økt forsiktig med en hastighet innenfor fastsatte grenser ^[9]. Ved stopp skal ledeapparatet stenges så raskt som mulig, men ta hensyn til trykkøkningen i vannveien ^[9].

2.4 RUSING AV VANNTURBIN OG GENERATOR

Rusing er en økning i turtall hos vannturbinen/generatoren. Den største hastigheten som generatoren kan oppnå er videre avhengig av hva slags turbin som er tilknyttet ^[11].

Rusing av vannturbinen/generatoren kan skyldes at:

- Belastningen på turbinen plutselig faller pga. at generatoren uregelmessig blir koblet i fra strømmettet/feil på generatoren ^[11].
- Det oppstår rørbrudd eller ventilfeil som resulterer i økt vannføring i vannveien.
- Det oppstår feil på ledeapparatet slik at vannføringen gjennom turbinen øker ^[12, 13].

Dersom ukontrollert rusing oppstår kan løpehjulet og generatoren nå et turtall som de ikke er dimensjonert for ^[14]. Dette kan medføre store skader på turbinen, generatoren og vannveien.

Det største turtallet som de ulike turbintypene kan oppnå varierer noe. Se Tabell 2-1.

Tabell 2-1: Ruseturtall/overturtall for de vanligste turbintypene i prosent av nominelt turtall. Lav fallhøyde og høy vannføring gir økt overturtall [11].

Turbintype	Ruseturtall
Pelton	180 %
Francis	150-220 %
Kaplan	230-280 %

Variasjonen i ruseturtall skyldes turbinenes oppbygning og virkemåte. Peltonturbinen benytter dyser som fører vannet inn på løpehjulet (fristråle). På grunn av turbinens konstruksjon har fallhøyden liten innvirkning på ruseturtallet [11]. Francisturbiner med stor fallhøyde kan ha ruseturtall på 150 % av nominelt turtall og ca. 220 % av nominelt turtall ved lav fallhøyde. Generelt sett har kaplanturbiner høy vannføring og lav fallhøyde, dette resulterer i høyt ruseturtall[11].

En av teoriene bak den store ulykken ved vannkraftverket *Sayano-Shushenskaya* i Russland i 2009, er at sikkerhetsmekanismen som skulle forhindre ukontrollert rusing ikke fungerte [15].



Figur 2-6: Skadene på vannkraftverket Sayano-Shushenskaya (Russlands største vannkraftverk) etter at en turbin spant ut av kontroll [16].

2.5 RUSEVERN LØSNINGER, TURTALLS – OG HASTIGHETSREGULATORER

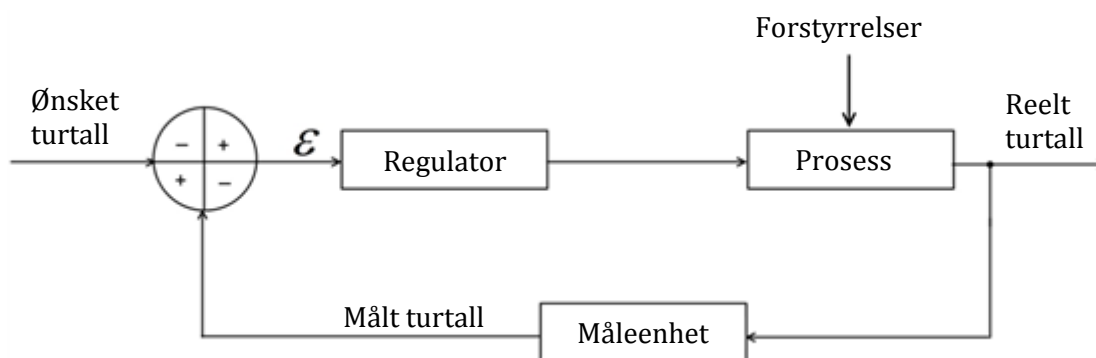
Det finnes flere ulike løsninger som regulerer turtall og/eller forhindrer rusing. Reguleringsprinsippet som benyttes, avhenger av hva som skal reguleres og reguleringsnøyaktigheten som kreves av prosessen^[17]. Kompleksiteten, nøyaktigheten til regulatoren og transportforsinkelsen henger sammen med hvilket reguleringsprinsipp som blir benyttet ^[17]. Tregheten eller vandring i et mekanisk system, eksempelvis slark i en fjær eller slitt regulator, er eksempler på transportforsinkelser som vil påvirke regulatorens nøyaktighet.

Karakteristikken til en regulator i en motor sier noe om hvor raskt regulatoren klarer å reagere på endringer i hastighet- eller belastning. Regulatorkarakteristikken er hovedsakelig en funksjon av stigningen til regulatorkurven, δ_r ^[18].

$$\delta_r = \frac{n_{LO} - n_{VO}}{n_{VO}} * 100 \quad (2.2)$$

Teorien bak et selvregulerende system (også kalt avviksstyrt regulering ^[5]) kan beskrives ved hjelp av Figur 2-7. For en rusevernløsning kan reguleringsløyfen beskrives slik:

En måleenheten leser det reelle turtallet. Pådraget blir beregnet i regulatoren slik at reguleringsavviket, ε , ligger innenfor de fastsatte grenseverdiene. Utstyr som styrer pådraget i et vannkraftverk kan for eksempel være ledeapparatet.



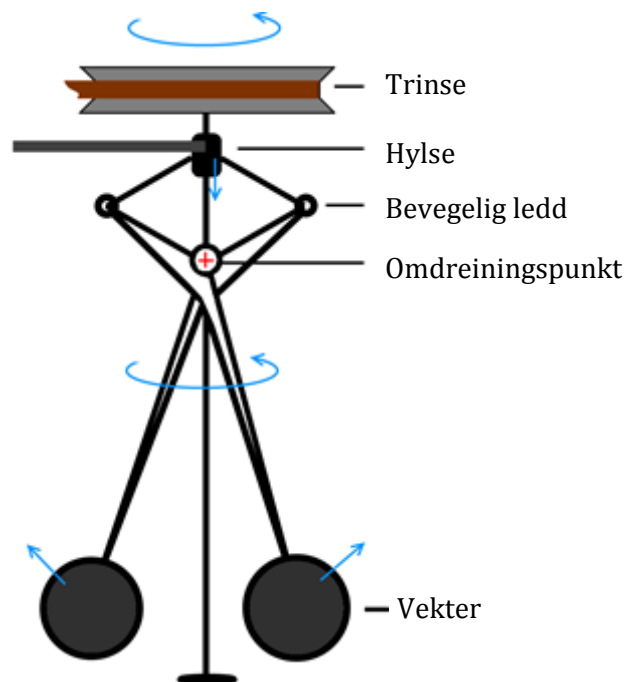
Figur 2-7: Reguleringsløyfe for et teoretisk selvregulerende system for et rusevern. Beskrivelse av symbolene finnes i kapittel 1.9.

De neste underkapitlene vil ta for seg de ulike reguleringsprinsipp og eksempler på bruken av disse.

2.5.1 MEKANISK REGULERINGSPRINSIPP

De mekaniske hastighetsregulatorne benytter prinsippet til James Watt (Skotsk oppfinner, 1736-1819). Dette prinsippet baserer seg på at hastigheten til prosessen styres av to krefter som påvirker hverandre, en "motkraft" i form av en fjær eller tyngden av et sett vekter og en sentrifugalkraft.

Motoren avgir effekt til regulatorens drivaksel. Vekter på regulatorens drivaksel blir videre påvirket av sentripetalkraften som "presser" vektene utover og oppover. Denne bevegelsen regulerer videre tilførsel av drivstoffmengde. Reguleringsystemet vil kontinuerlig forsøke å tilpasse mengden av drivstoff slik at turtallet holder seg tilnærmet konstant uavhengig av belastningen på motoren. I balansetilstand er kreftene fra regulatorens "motkraft" og sentrifugalkraften på regulatorvektene, den samme.



Figur 2-8: *Prinsippskisse av den mekaniske sentrifugalregulatoren på en "Boulton & Watt" dampmaskin. Når turtallet på motoren øker, så blir vektene presset oppover og utover av sentrifugalkraften. Her virker tyngdekraften som en motkraft. Når turtallet øker så vil hylsen bli dratt nedover. Denne bevegelsen fører videre til en justering av vannmengde til sylindrene, pådraget.*

Fordeler med mekanisk regulering:

- Rimelig å produsere med tanke på at de som regel består av få og ukompliserte deler.
- Driftssikker
- Enkelt prinsipp

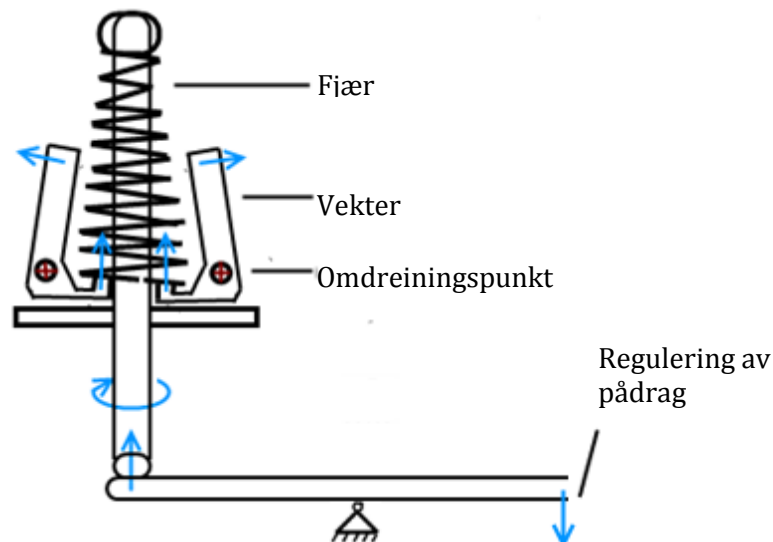
Ulemper med mekanisk regulering:

- Noe lang transporttid fordi regulatorvektene må utføre et arbeid for å justere/bevege pådragsenheten ^[17].
- Ved rask endring i belastning på motoren, kan sentrifugalregulatoren overkompensere.
- Begrenset nøyaktighet, spesielt ved slitasje.

Mekanisk regulator eksempel: dieselmotor

Ved fast turtallsregulering av dieselmotorer, vil turtallet kunne ruse seg opp slik at motoren ødelegges ^[18]. Dette fordi motoren har fri tilgang til luft. For å unngå dette blir det benyttet turtallsregulatorer som automatisk justerer turtallet ved å styre mengden drivstoff inn til motoren. En skiller mellom mekaniske reguleringssystemer og elektroniske reguleringssystemer for dieselmotorer ^[18,19]. Dette underkapitlet vil ta for seg det mekaniske reguleringssystemet som ble benyttet frem til ca. år 2000.

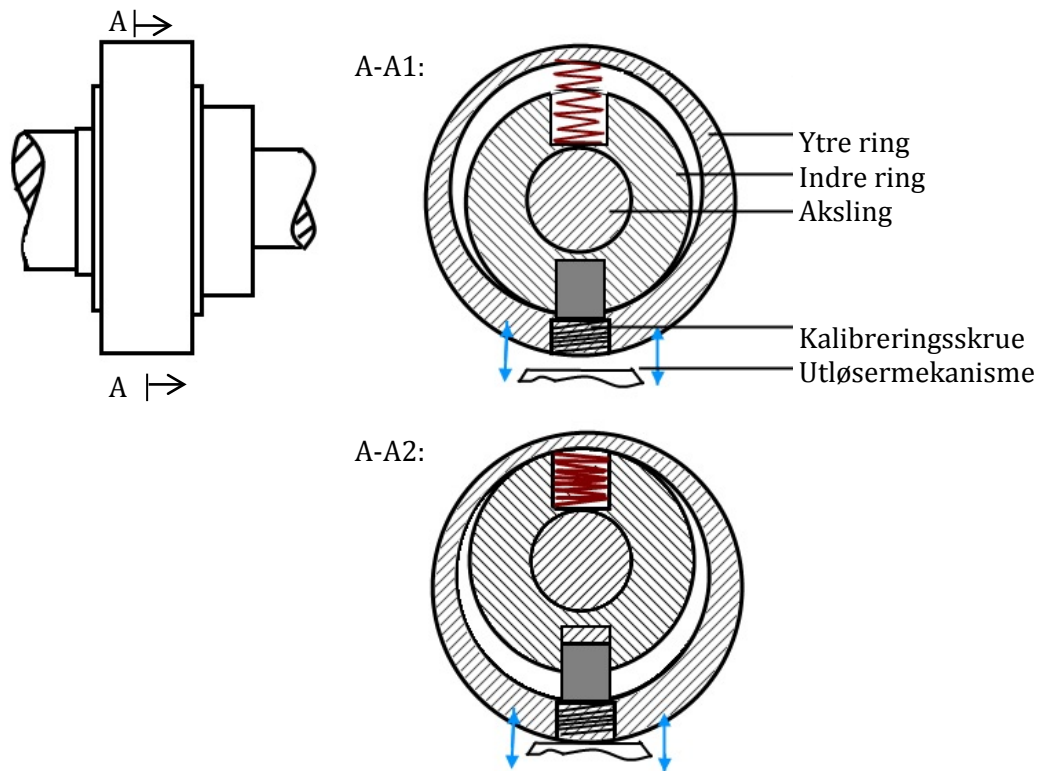
Mekanisk reguleringssystem: Bygger på samme prinsipp som sentrifugalgeneratoren i dampmaskinen og benytter et system av vekter og en fjær til å regulere mengden drivstoff. Ved et gitt turtall er disse kreftene i balanse. Dersom motstanden på motoren øker (eksempelvis når en belaster et diesellaggregat), vil hastigheten på motoren reduseres.



Figur 2-9: *Prinsipiell skisse av hvordan mekaniske hastighetsregulatorer til dieselmotorer kan fungere (tegnet etter [20]). Når motorens aksling roterer, roterer også vektene. Når turtallet på motoren øker så presses vektene utover. Dette fører igjen til justering av drivstofftilførsel.*

Mekanisk regulator eksempel: "Pratap"

Denne turtallsregulatoren ble oppfunnet i 1982 av "Prem Pratap" og er et registrert patent i USA. Denne hastighetsregulatoren skal festes på en roterende aksling og består av to ringer, en ytre og en indre (se Figur 2-10). Den indre ringen er festet fast til akslingen. Den ytre ringen påvirkes av sentrifugalkraften når akslingen roterer. Når akslingen når et bestemt turtall, vil sentrifugalkraften som påvirker den ytre ringen komprimere fjæren noe. Den ytre ringen kommer da i kontakt med utløsermekanismen som eksempelvis forandrer pådraget. Med kalibreringsskruen kan en kalibrere hastighetsregulatoren til å løse ut på ønsket turtall.



Figur 2-10: “Pratap” mekanisk hastighetsregulator. A-A 1 viser en situasjon der akslingens hastighet er lavere enn settpunktet. A-A 2 viser en situasjon der akslingens hastighet er høyere enn settpunktet og at den ytre ringen tangerer utløsermekanismen. Tegnet og forenklet etter [21].

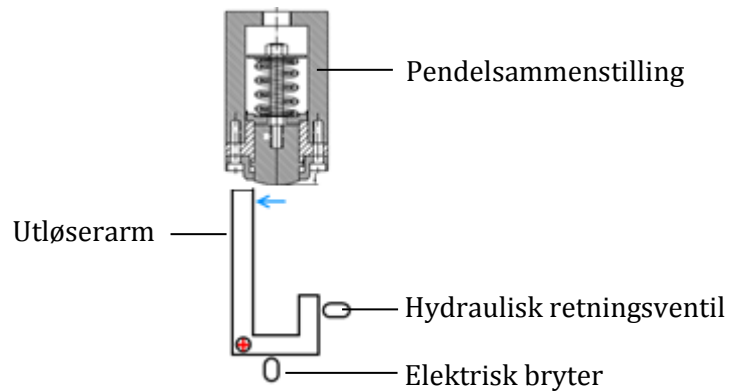
Rainpowers egne løsninger (Mekanisk regulering)

På RPHs turbiner som produserer mer enn 10MW, sitter det mekaniske rusevernløsninger basert på sentrifugalregulatoren beskrevet tidligere i rapporten. RPH benytter to typer rusevern som hver består av to hoveddeler:

- En mekanisk pendelsammenstilling som er montert på turbinakselen eller på monteringsflensen mellom turbin og generator.
- En hydraulisk retningsventil og/eller en elektrisk bryter, som sender et signal som fører til at kraftverket skrues av.

Beskrivelse av RPHs rusevernløsning 1:

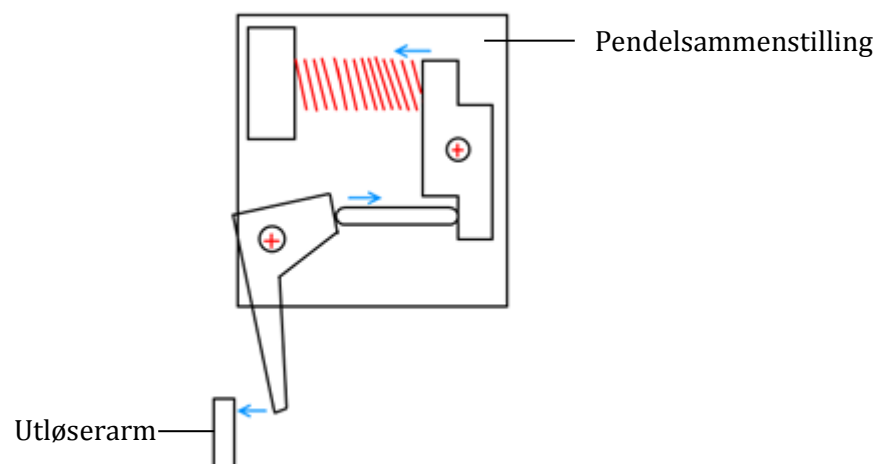
Pendelsammenstillingen består av en pendelsammenstilling montert til turbinakselen. Når turtallet på turbinen/akslingen overstiger utløserturtallet, så vil kraften fra "bolten" ha komprimert fjæren så mye at bolten vil berøre utløserarmen. Utløserarmen utløser videre et hydraulisk- og/eller et elektrisk signal. Dette fører videre til at turbinen går til hurtigstopp.



Figur 2-11: RPH rusevernløsning 1.

Beskrivelse av RPHs rusevernløsning 2:

Denne pendelsammenstillingen monteres fortrinnsvis på *monteringsflensen* som befinner seg på akslingen mellom løpehjulet og generatoren. Løsningen fungerer på tilsvarende måte som rusevernløsning 2. Denne løsningen kan tilpasses til kraftverk av ulik størrelse ved å legge til eller fjerne tallerkenfjærer. Se Figur 2-12 neste side.



Figur 2-12: RPH rusevernløsning 2. Blå piler symboliserer bevegelse.

2.5.2 HYDRAULISK/PNEUMATISK REGULERINGSPRINSIPP

Hydrauliske systemer

I hydrauliske systemer benyttes væske under trykk til å regulere prosesser og overføre effekt. I hydrauliske reguleringsystemer benyttes fortrinnsvis hydraulikkolje. Dersom det ønskes et reguleringsystem med hurtig reaksjon, bør en velge en hydraulikkolje med lav sammentrykbarhet [22]. Det grunnleggende prinsippet i hydrauliske og pneumatiske reguleringsprinsipper er at det er en trykkforskjell som styrer regulatoren.

Proporsjonalventilens dynamiske karakteristikk er en enkel indikator på proporsjonalventilens respons tid. Ved plutselig endring i inngangssignal (eksempelvis hurtig endring av turtall) vil det ta noe tid før solenoiden og ankeret utfører bevegelse i ventilen. Vanlig responstid er 25-60 ms (hentet og oversatt fra [23]).

Fordeler :

- Mer sensitiv og nøyaktig i forhold til mekaniske systemer, og kan dermed respondere raskere på endringer [17, 22]
- Har ofte tilgang til mer "kraft" (i form av trykk på 10-40N/mm²) og kan dermed lettere/raskere regulere prosessen [22].
- Hydraulikkoljen sørger for kontinuerlig smøring av komponentene. Dette reduserer slitasje og sørger for lang levetid.

Ulemper :

- Består ofte av mange komponenter.
- Relativt dyre å fremstille. [17, 22].
- Kan fort bli for sensitive for endringer i turtall og regulere prosessen unødvendig. Dette kan unngås ved å benytte *hastighetssenking* (se definisjon) [17].

Pneumatisk systemer

I pneumatiske systemer benyttes gass som medium for overføring av energi. I motsetning til hydraulikkolje, er gass meget kompressibelt. Dette gjør pneumatiske systemer "mykere" enn hydrauliske systemer, effekt overføres på en fjærende måte [22].

Fordeler:

- Tank for medium ikke nødvendig dersom luft benyttes (noe som er den mest brukte gassen [22])
- Rimeligere komponenter.

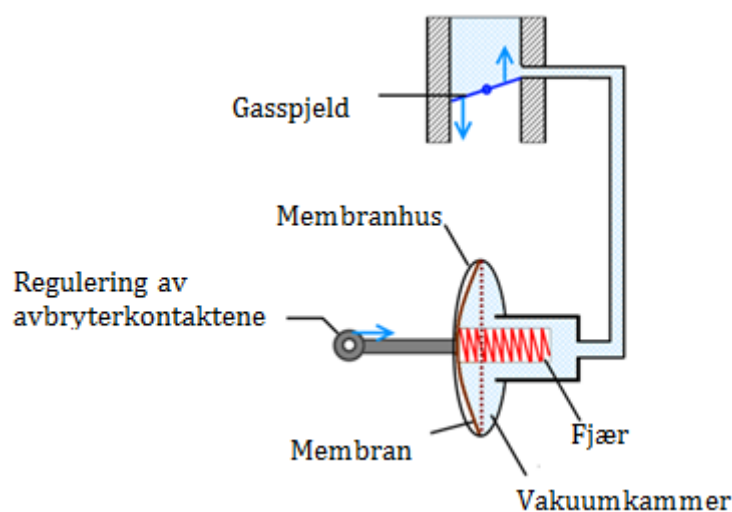
Ulemper:

- Ikke selvsmørende som hydraulikkomponenter. Vil trenge mer vedlikehold enn hydrauliske komponenter.
- Gass har langt høyere kompressibilitet enn hydraulikkolje og har derfor ikke samme evne til å holde igjen en ytre last.
- Fordi pneumatiske systemer benytter gass, så begrenser gassen arbeidstrykket (økt varme ved høyt trykk).

Fordeleren i tenningsystemet på bensinmotorer (pneumatisk regulering)

I fordeleren på eldre bensinmotorer kan det sitte to regulatorer som sørger for at tenningen skjer på riktig tidspunkt: en sentrifugalregulator og en vakuumregulator.

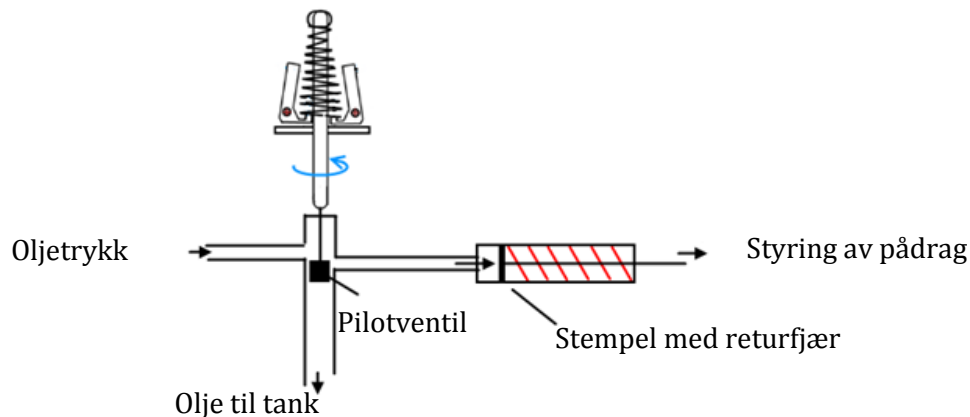
Prinsipielt fungerer vakuumregulatoren slik at den regulerer tenningstidspunktet etter forholdet mellom brennstoff-luft og belastningen på motoren [24]. Regulatoren består av et lukket membranhus med en fjærbelastet membran. Dersom det oppstår undertrykk så vil membranen bevege seg. Denne bevegelsen regulerer videre *avbryterkontaktene (stiftene)* som igjen justerer tenningstidspunktet.



Figur 2-13: Prinsippkisse av en vakuumregulator. Forenklet figur etter [24].

Hastighetsregulator for brennstofftilførsel

Denne regulatoren er en hybrid mellom mekanisk- og hydraulisk regulering. Når den mekaniske regulatoren er i *balansetilstand*, så lukker en *pilotventil* tilførselen av hydraulikkolje til stempelet/servomotoren som styrer prosessen (for eksempel dieseltilførsel). Dersom turtallet på motoren faller, så vil pilotventilen åpne for hydraulikkolje til stempelet/servomotoren. Dette vil føre til mer drivstoff til motoren og en økning i turtall.



Figur 2-14: Eksempel på et mekanisk-hydraulisk regulatorsystem.

2.5.3 ELEKTRISK REGULERINGSPRINSIPP

I elektriske reguleringssystemer benyttes strøm (ampere) og spenning (volt) til å måle og overføre signaler mellom komponentene i systemet. I systemet sitter det en eller flere prosessorer som kontinuerlig overvåker prosessen og foretar justeringer dersom avvik mot referanseverdi forekommer.

Fordeler:

- Systemet kan rette opp avvik kjapt
- Nøyaktig regulering
- Små rimelige komponenter med lett tilgjengelighet
- En prosessor kan styre mange prosesser
- Mulighet for trådløs overføring av signal (magnetisk pickup, radiosignal osv.). Dette gjør det mulig å overføre signal over lange avstander.
- Enkelt å foreta endringer på referanseverdien. Enkelt å tilpasse til ulike kraftverk.
- Enkelt å trekke ledninger mellom komponentene i kretsen.
- BUS-system. Et signal kan benyttes av mange styreenheter/systemer.

Ulemper:

- Kan være sensitive for fuktighet og kortslutning kan forekomme.
- Robustheten kan være begrenset
- Avhengig av en spenningskilde

Elektrisk regulerte løsninger basert på turtallssignal

I en rekke systemer blir det benyttet elektrisk turtallsregulering av prosesser for å sørge for at rotasjonshastigheten ikke overstiger/ holder seg over et gitt nivå. For å nevne noen:

- Elektronisk styringssystem for dieselpumper som styrer turtallet til motoren ved å begrense inntaket av diesel [18].
- Diverse motoriserte verktøy benytter elektrisk turtallsperre/regulator for å øke sikkerheten og for å gi en bedre kontroll over verktøyet, samt å forhindre overbelastning [25].

Felles for disse elektriske regulerte løsningene er at det er en måleenhet som registrerer turtallet. Måleenheten sender så et signal til en kontrollenhet (prosessor) som regulerer prosessen.

RPH turtallsvakt

“TUVA” er en “turtallsvakt” som RPH produserer. Turtallsvakten har som formål å måle rotasjonshastigheten på roterende maskiner og gi ut signaler som kan benyttes til å styre og overvåke maskinen. Turtallsvakten kan også fungere som et rusevern og er avhengig av et inngangssignal fra^[26]:

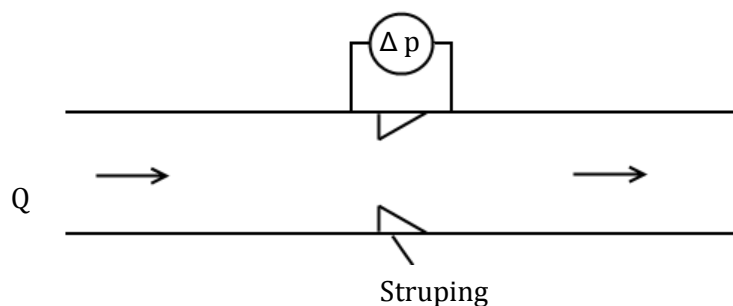
- Mekanisk turtall målt med nærhetssensor type DIN 19 234.
- Elektrisk frekvens målt med pendelgenerator.
- Elektrisk frekvens målt på generatoruttaket.

Måling av masse- og volumstrøm (hydraulisk - elektrisk)

I eksempelvis kjemiske prosesser der både trykk, temperatur og konsentrasjon kan ha stor innvirkning på hastigheten til reaksjonen, blir det ofte benyttet apparater som måler og regulerer prosessen [27].

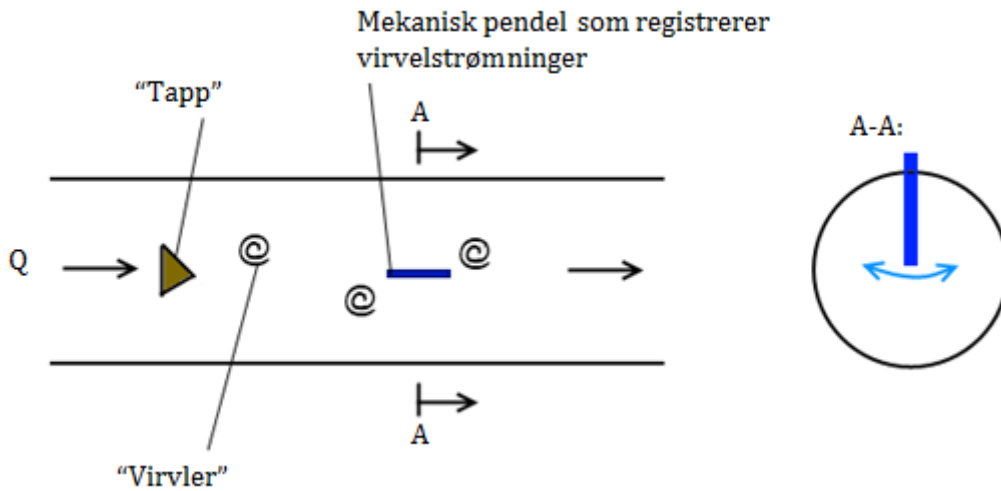
Det benyttes forskjellige måleprinsipper avhengig av om det er massestrøm eller volumstrøm som skal måles, dersom egenvekten på mediet ikke er stabilt. Metoder som blir benyttet for å måle volumstrøm er blant annet [28]:

- Bernoulliprinsippet: når gjennomstrømmingen til et medium øker, så faller trykket eller det skjer en reduksjon i mediets potensielle energi [22]. En kan videre måle trykkfallet over en innsnevring/struping for å finne volumstrømmen til væsken.



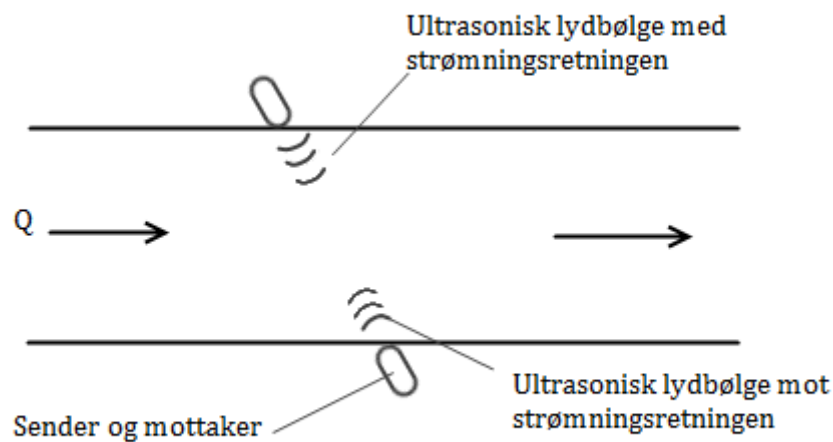
Figur 2-15: Illustrerende figur som forklarer Bernoulliprinsippet.

- Måle virvelstrømninger: Baserer seg på fysikeren Theodore von Kármáns lover om hvordan virvelstrømninger oppstår og ser ut [29, 30]. En mekanisk enhet registrerer virvelstrømninger som passerer en "tapp" plassert i røret. Avstanden mellom to virvelstrømninger etterfulgt av hverandre, korresponderer til en gitt mengde væske. Videre kan total volumstrøm beregnes. Se Figur 2-16.



Figur 2-16: Skjematisk framstilling av hvordan en kan måle volumstrøm ved å måle virvelstrømninger.

- Ultrasonisk måling: Denne målemetoden sender ultrasoniske lydbølger gjennom mediet. Det er plassert sensorer på hver side av røret som kan både sende og oppfatte lydbølger. Måleenhetene er plassert slik at lydbølgen blir sendt "med" og "mot" strømningsretningen til mediet. Lydbølgen vil bruke lengere tid gjennom mediet når den blir sendt mot strømningsretningen. Differansen mellom tiden det tar for lydbølgen å bli sendt "med" og "mot" strømningsretningen vil være direkte proporsjonal med hastigheten til mediet i røret [31, 32].



Figur 2-17: Skjematisk framstilling av ultrasonisk måleprinsipp.

3 KONSEPTUTVIKLING OG KONKRETISERING

Det skal utvikles et rusevern for Rainpower Hymatek AS. Dette fordi de eksisterende løsningene som benyttes i dag består av flere deler som må spesiallages til hvert vannkraftverk. RPH har som nevnt i kapittel 2.5.1, mekaniske rusevernløsninger som trigger enten et hydraulisk signal eller et elektrisk signal.

En av grunnene til at RPH ikke har standardisert utformingen til rusevernløsningene er at det er stor forskjell på turbinene med tanke på størrelse og turbintype. Turbinene har derfor ulikt ruseturtall.

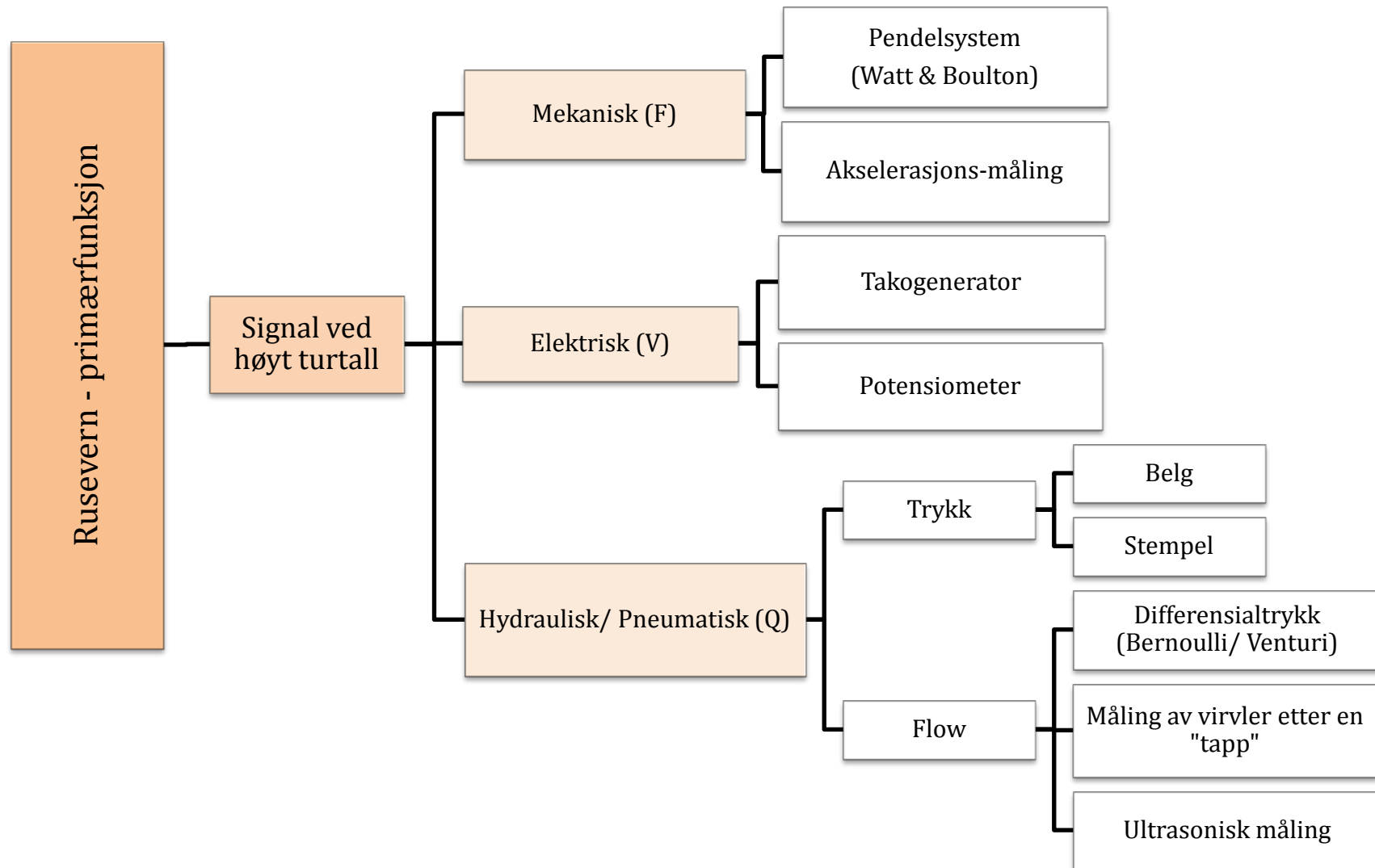
Selv om RPH har spesifisert at de ønsker et mekanisk rusevern, vil det i konseptutviklingsfasen også drøftes alternative konsept som ikke er mekaniske. Dette kapitlet vil utarbeide og diskutere ulike konstruksjonsideer med hovedvekt på funksjon og kompleksitet.

Rusevernløsningene beskrevet i kapittel 2.5 kan deles inn i tre hovedkategorier: mekaniske, elektriske og hydrauliske/ pneumatisk systemer. I tillegg kan disse reguleringsystemene kombineres.

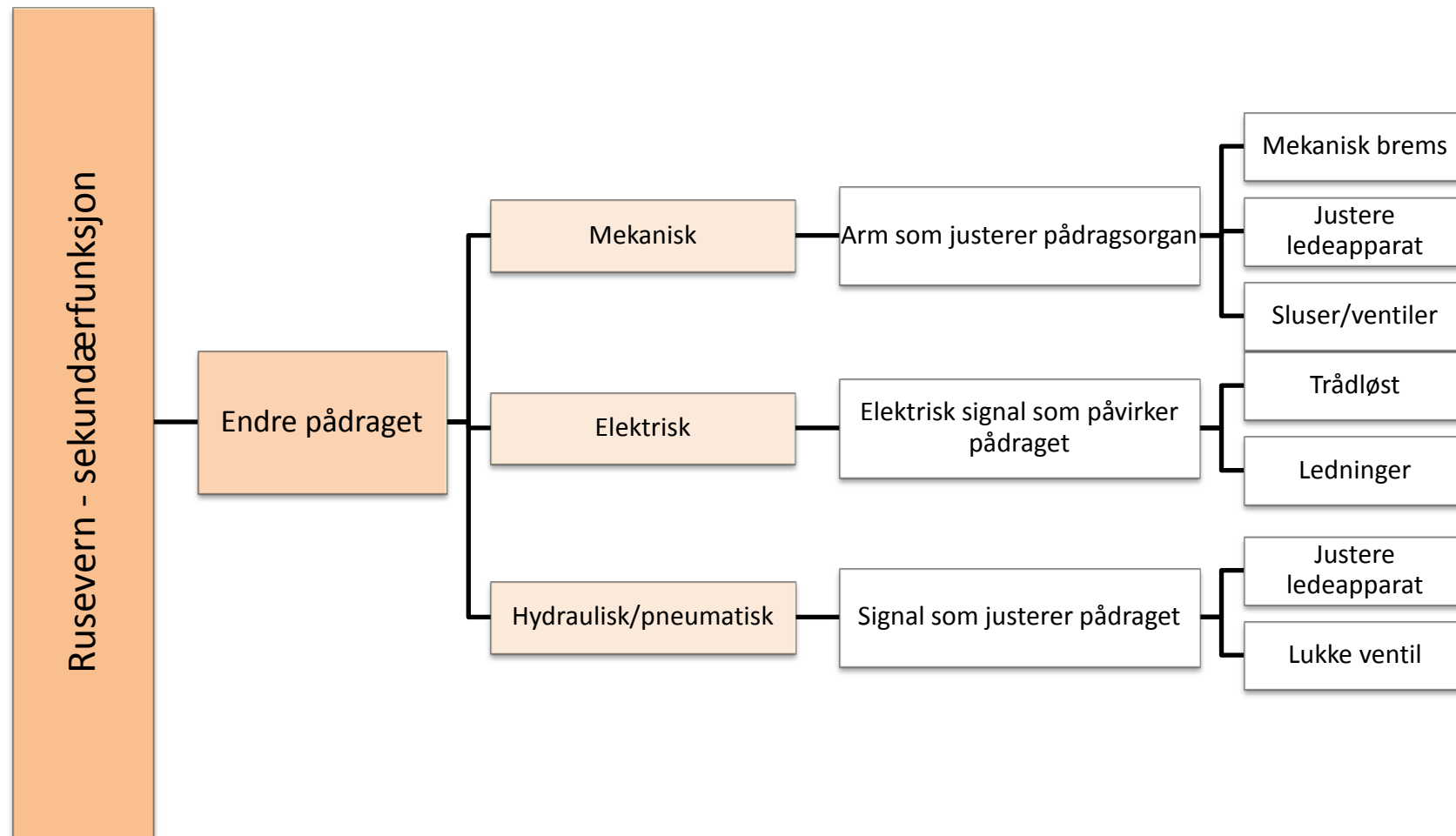
Primærfunksjonen til et rusevern vil være å utløse et signal dersom turtallet til turbinen er for høyt. Rusevernets sekundærfunksjon vil ha som oppdrag å endre pådraget til turbinen.

Videre vil dette kapitlet ta for seg egenproduserte konsepter som dekker primærfunksjonen, diskutere disse og velge ut det prefererte konseptet. Deretter vil sekundærfunksjoner bli drøftet og preferert konsept valgt. Videre vil en mekanisk utløsermekanisme bli vurdert.

Figur 3-1 og Figur 3-2 gir en visuell oversikt over funksjonene som skal løses. Dette er en idégenereringsprosess.



Figur 3-1: Klassifikasjonstre som viser mulige løsninger rusevernets primærfunksjon.



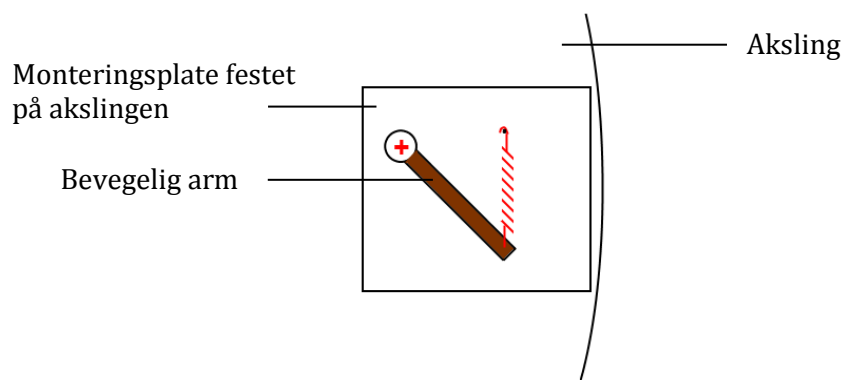
Figur 3-2: *Klassifikasjonstre som viser mulige løsninger for rusevernets sekundærfunksjon.*

3.1 PRIMÆRFUNKSJONEN

Ulike konsepter for primærfunksjonen blir videre lagt frem i dette underkapittelet.

3.1.1 KONSEPT A: AKSELERASJONSAVLESNING PÅ LØPEHJULET/AKSLINGEN

Dersom generatoren feiler slik at belastningen på turbinen plutselig reduseres, vil turbinen ruse seg opp eller med andre ord, akselerere. Denne akselerasjonen kan måles mekanisk med et vektsystem bestående av en bevegelig arm og en fjær festet på akslingen mellom generator og løpehjul. Når akselerasjonen øker vil den bevegelige armen "dra" fjæren utover. Denne bevegelsen kan videre benyttes til å utløse en bryter.



Figur 3-3: Konsept A: Akselerasjonsavlesning. Den bevegelige armen er fjærbelastet og registrer dermed endringer i aksellerasjon.

Fordeler:

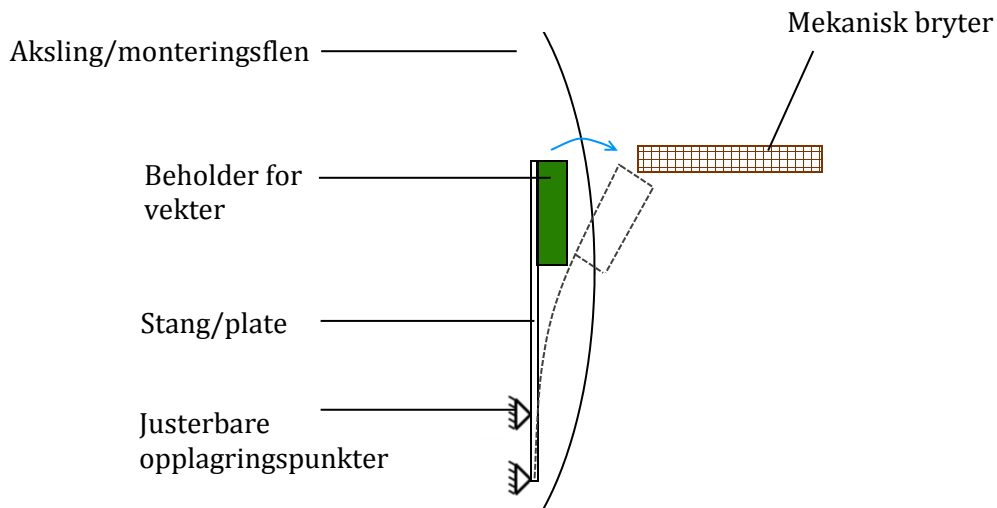
- Svært enkel utforming bestående av få deler.

Ulemper:

- Noe komplisert funksjon. Ved igangkjøring av turbinen kan det være at akselerasjonen vil løse ut rusevernet. Det må her ligge en forsinkelse slik at rusevernet ikke løses ut på lavt turtall.
- Kan være vanskelig å tilpasse til ulike turbinstørrelser, da turbinene kan ha svært ulik akselerasjonskarakteristikk.
- Kan være vanskelig å finne en fjærkarakteristikk som er sensitiv nok for endringer i akselerasjon.
- Dersom rusingen er forårsaket av feil på ledeapparatet og ledeapparatet "siger" utover, så kan akselerasjonen være for liten til at den kan registreres.

3.1.2 KONSEPT B: REGULERBAR SENTRIFUGALREGULATOR 1

Denne sentrifugalregulatoren baserer seg på samme prinsipp som sentrifugalregulatorene nevnt i bl.a. kapittel 2.5.1. Her påvirker sentripetalkraften en beholder med vekter. Sentripetalkraften bøyer da ut en plate eller stang som deformeres elastisk (som vist i Figur 3-4). Dersom kraften blir stor nok, utløses en mekanisk bryter. Dette fører til at et elektrisk eller hydraulisk signal blir sendt.



Figur 3-4: *Regulerbar sentrifugalregulator. Bevegelsen er overdrevet.*

Fordeler:

- Regulatoren er mekanisk enkel og består av få deler. Den vil dermed være rimelig å framstille og montere. Regulatoren har tre justeringsmuligheter:
 -
 - Massen til beholderen kan justeres ved at en legger til/fjerner vekter.
 - Opplagringspunktene til fjærstålet.
 - Stangen/platens stivhet kan justeres.

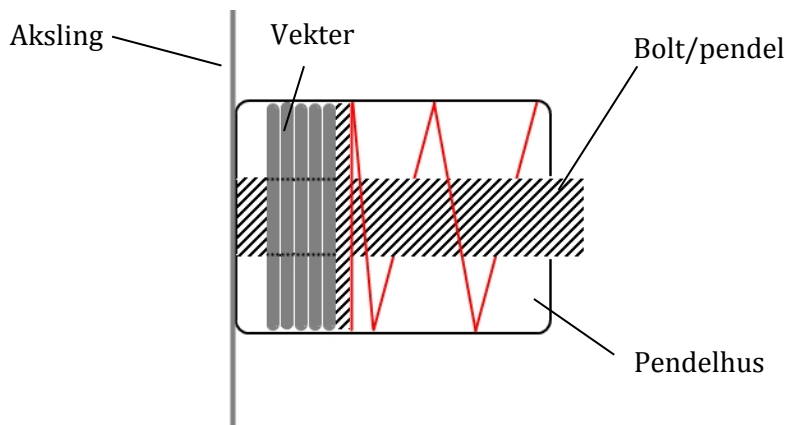
Dette gjør det mulig å benytte regulatoren på et større antall turbiner med forskjellig utløserturtall.

Ulemper:

- Det kan være vanskelig å finne en "bladfjær" eller plate som gir ønsket utbøying.
- Brudd i opplagring eller vekter som "løsner", kan føre til at utløsermekanismen ikke blir utløst.

3.1.3 KONSEPT C: REGULERBAR SENTRIFUGALREGULATOR 2

Denne pendelsammenstillingen er en videreutviklet utgave av RPHs rusevernløsning 1. Den fungerer på samme måte, men har i tillegg den funksjon at massen på bolten (og således motkraften til fjæren) kan endres.



Figur 3-5: Skjematisk fremstilling av "Regulerbar sentrifugalregulator 2".

Fordeler:

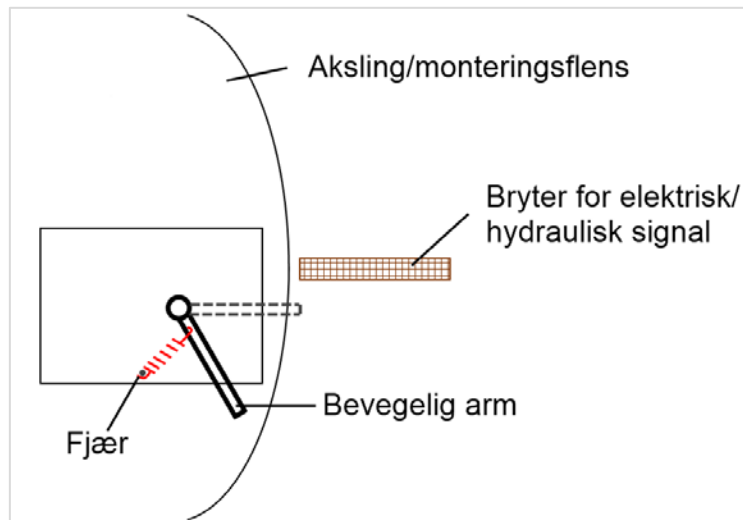
- Denne pendelsammenstillingen har flere justeringsmuligheter noe som gjør at kalibrering av pendelsammenstillingen er enklere og tilpasningsmulighetene til et større antall turbiner er bedre.
 - o Fjær og vekter kan byttes ut og legges til.
 - o I tillegg kan en justere boltens utgangsposisjon i forhold til utløsermekanismen ved å justere en skrue i bakkant av pendelen (dette er ikke vist på bildet).
- Mekanisk enkel bestående av få deler.
- Rimelig å framstille.
- "lukket" system. Mindre utsatt for ytre påkjenninger.
- Så å si kun fjæren som kan gå i stykker. Dersom den gjør det, vil pendelen slå ut og utløse utløsermekanismen (fail-safe)

Ulemper:

- Kan være vanskelig å finne riktig fjærkarakteristikk

3.1.4 KONSEPT D: REGULERBAR ARM

Dette konseptet benytter en pendelsammenstilling festet på turbinens aksling. Den bevegelige armen blir påvirket av sentrifugalkraften og fjæren blir trukket ut. For kalibrering av pendelsystemet kan fjæren byttes ut og/eller dens posisjon på "den bevegelige armen" kan justeres.



Figur 3-6: *Konsept D: Regulerbar arm. Den bevegelige armen blir påvirket av sentripetalkraften når akslingen roterer.*

Fordeler:

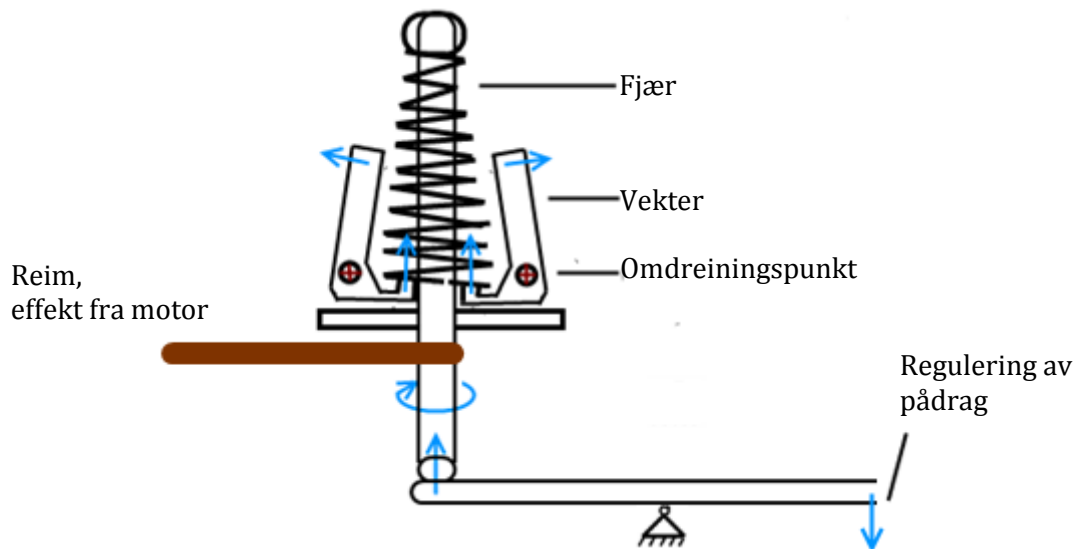
- Enkel konstruksjon bestående av få deler.
- Velkjent reguleringsprinsipp som er/har vært mye brukt (sentrifugalregulator).
- Mulig å tilpasse til flere vannturbiner av ulik størrelse med forskjellig *utløserturtall*

Ulemper:

- Kan være vanskelig å finne en fjær som vil passe til et stort antall vannturbiner av ulik størrelse med forskjellig *utløserturtall*.

3.1.5 KONSEPT E: SENTRIFUGALREGULATOR OG REIM (WATT & BOULTON)

Dette alternativet benytter en fjærbelastet sentrifugalregulator beskrevet i kapittel 2.5.1. Her får sentrifugalregulatoren effekt fra turbinens aksling via en reim. Når turbinakslingen når utløserturtallet, vil et signal (hydraulisk/elektrisk) bli utløst ved at regulatorens bryter føres ned (se Figur 3-7).



Figur 3-7: Konsept E: sentrifugalregulator og reim.

Fordeler:

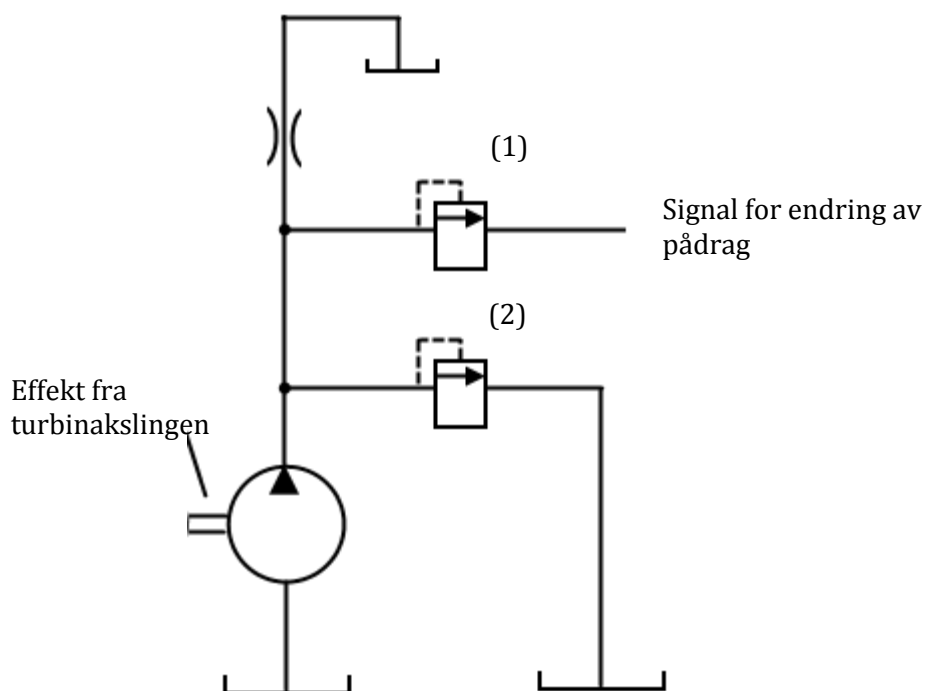
- Enkel konstruksjon av få deler.
- Velkjent reguleringsprinsipp.
- Enkelt å koble regulatoren til turbinakslingen (reim).
- Er ikke avhengig av å være festet til akslingen/flensen mellom generator og turbin.

Ulemper:

- Kan være vanskelig å tilpasse til flere vannturbiner på grunn av at det er begrensede justeringsmuligheter. Fjæren og regulatorvektene kan byttes/modifiseres, men dette kan være vanskelig.

3.1.6 KONSEPT F: EFFEKT FRA AKSLING TIL HYDRAULIKKPUMPE

En hydraulikkpumpe koblet mekanisk til turbinens aksling enten med tannhjul eller med reim. Hydraulikkpumpen får effekt fra akslingen og overfører effekt til et hydraulisk system. Dersom trykket overstiger et visst nivå (ved ruseturtall), vil en trykkredukeringsventil (se (1) på Figur 3-8) sørge for at trykket blir redusert. Strupeventilen sørger for at trykket bygger seg opp, og for en viss gjennomstrømming i systemet. Volumstrømmen som sørger for reduksjon i oljetrykk benyttes til å sette i gang et signal som endrer pådraget.



Figur 3-8: Koblingsskjema for det hydrauliske systemet. Trykkreduksjonsventil (1) er stilt inn på et lavere trykk enn trykkreduksjonsventil (2).

Fordeler:

- Det hydrauliske anlegget kan justeres til ønsket utløserturtall. Dette kan gjøres ved å:
 - Bytte ut trykkreduksjonsventilene
 - Forandre pumpens karakteristik/ bytte ut pumpen
 - Forandre strupeventilens karakteristik/ bytte denne ut.
- Med reimdrift kan en koble hydraulikksystemet til akslingen uten å gjøre store tilpasninger.
- Vil i teorien kunne passe både pelton-, francis- og kaplanturbinen.
- Anses som et robust og driftssikkert konsept.

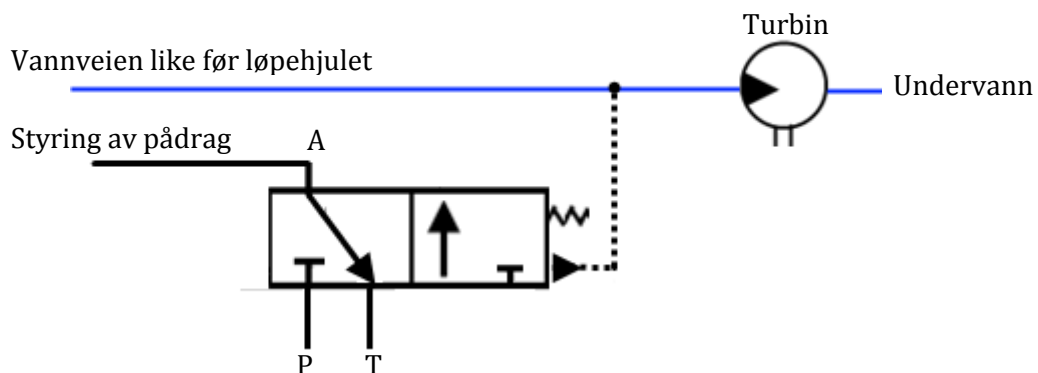
Ulemper:

- Pumpen må være koblet til akslingen, det vil si at det hydrauliske anlegget konstant må stå og gå og vil derfor være avhengig av vedlikehold og ettersyn.
- Dersom tannhjul benyttes fremfor reimdrift til å overføre effekt, må dette spesiallages til hver aksling da diameter på akslingen kan variere fra kraftverk til kraftverk. Dette kan være kostbart.
- Noe tap av kraftverkets effektivitet pga. noe effekt går med på å drive pumpen.
- Oljen vil bli varm og trykkreduksjonsventilens karakteristikk vil dermed forandre seg. Et kjølesystem til oljen kan være nødvendig.

3.1.7 KONSEPT G: MÅLING AV TRYKK FØR LØPEHJULET

Løpehjulet med belastning kan sees på som en struping av vannveien. Når belastningen på løpehjulet reduseres, så reduseres også strupingen. En reduksjon i strupingen vil føre til en trykkreduksjon før løpehjulet. Dersom det antas at volumstrømmen inn til vannveien er konstant, så vil hastigheten på vannet øke.

Ved å måle trykkendringen før løpehjulet kan en finne ut om turbinen ruser. En pilotstyrt retningsventil måler trykket før løpehjulet, dersom dette trykket er lavere enn referanseverdien (kraften fra fjæren) i ventilen, vil ventilen bytte posisjon og sørge for justering av pådraget.



Figur 3-9: Skjematisk framstilling av "Konsept G: Måling av trykk før løpehjulet". Det er i dette konseptet benyttet en 3/2 retningsventil.

Fordeler:

- Enkel utforming.
- Retningsventilen kan tilpasses ulike turbin størrelser.

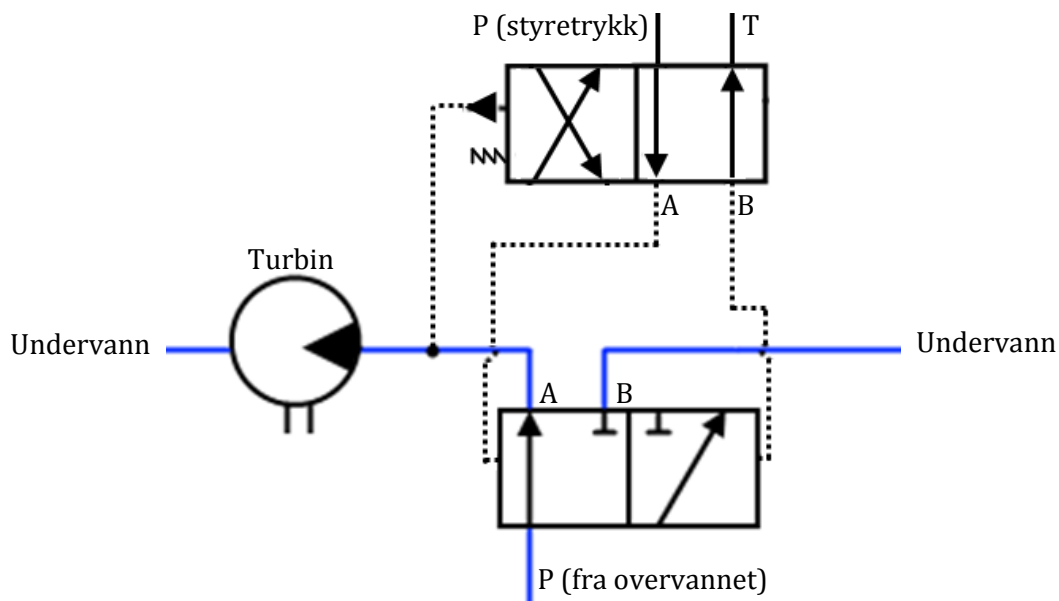
Ulemper:

- Ved start/stopp av vantturbinen vil trykket i vannveien før turbinen variere. Dette kan medføre at stoppsignalet blir utløst. Det må da være en funksjon i pilotventilen som forhindrer at stoppsignalet løses ut. Det kan da være nødvendig å koble fra rusevernet ved igangkjøring/stopp av kraftverket.
- Ved rusing av peltonturbiner grunnet generatorfeil, vil ikke trykket/vannføringen gjennom turbinen forandres. Dette konseptet vil derfor ikke fungere for peltonturbinen.
- Vil være vanskelig å tilpasse retningsventilens returfjær slik at ønsket utløserturtall oppnås for turbiner av ulik størrelse. Det vil være dyrt å spesialtilpasse ventilene.

3.1.8 KONSEPT H: STOR RETNINGSVENTIL

Det kan settes inn en stor ventil i vannveien som kontinuerlig måler reelt trykk mot et referansenivå. Dersom trykket faller i forbindelse med rusing, reduserer en stor retningsventil volumstrømmen til løpehjulet. Vannet føres da utenom løpehjulet og direkte til avløpssjakten/undervannet.

For at det skal være mulig å manøvrere den store retningsventilen når vannføringen er såpass stor, blir ventilen forstyrt av en pilotventil [22]. Pilotventilen måler trykket i vannveien like før løpehjulet.



Figur 3-10: Skjematisk fremstilling av en forstyrt retningsventil i vannveien. Vannveien er markert med blått. Her er turbinen tegnet inn som en hydraulisk motor.

Fordeler:

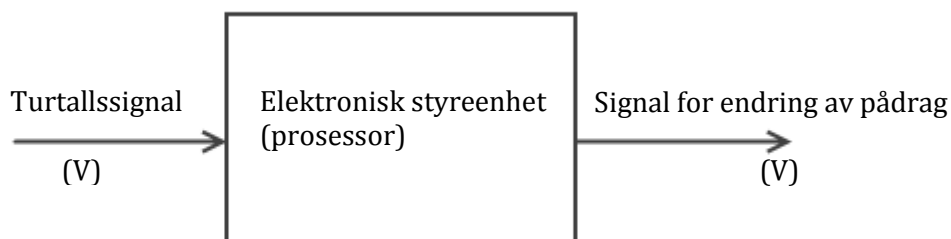
- Robust konsept og driftsikker

Ulemper:

- Vil være dyr å fremstille mtp. materialkostnader og at den må spesiallages til hvert vannkraftverk.
- Et omløp som ruter vannet utenom turbinen må lages, dersom dette ikke finnes fra før. Dette er kostbart.
- Det kan være kostbart å reparere/bytte ventil dersom den blir slitt ^[33].
- Dette konseptet vil kun fungere på francis- og kaplanturbinen da det kun er disse turbinene som har et trykkfall i vannveien før turbinen i forbindelse med rusing.
- En slik retningsventil må lukkes sakte for å unngå store svingninger i vannmassen ^[33].
- Det kan være vanskelig å finne riktig fjærkarakteristikk for retur fjæren til pilotventilen.

3.1.9 KONSEPT I: LASERTACHOMETER

Et lasertachometer måler hastigheten på turbinens aksling, ved at laserstrålen rettes mot akslingen. På akslingen er avsatt et merke i form av et "reflekterende" punkt. Tachometeret registrerer hvor laserstrålen reflekterer. Tachometeret sender så et signal til en prosessor som sammenligner reelt turtall mot referanseverdien (utløserturtallet). Dersom det reelle turtallet overstiger referanseturtallet, blir pådraget endret.



Figur 3-11: Elektronisk styresystem for et rusevern.

Fordeler:

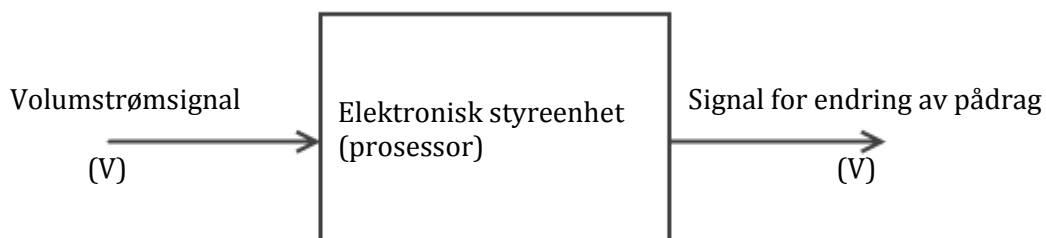
- Rimelig å produsere.
- Enkelt å endre referanseturtall/utløserturtall.
- Passer til alle turbin størrelser og typer.
- Lasertachometere produseres i dag.

Ulemper

- Vil ikke fungere uten en strømkilde.
- Alt av elektriske komponenter er i utgangspunktet svært sensitivt for fuktighet.

3.1.10 KONSEPT J: ULTRASONISK MÅLING

Ved å måle hvor lang tid lydbølger bruker på bevege seg gjennom vannet kan en måle og registrere hastighetsendringer på vannstrømmen før vannturbinen. En prosessor får input fra måleenheten og endrer pådraget dersom vannhastigheten overstiger referanseverdien.

**Fordeler:**

- Utstyr til dette finnes fra før og kan videre kjøpes ferdig.
- Dette instrumentet kan festes på utsiden av eksisterende rør/sneglehus.

Ulemper:

- Som nevnt tidligere kan elektriske komponenter være sensitive for fuktighet.
- Avhengig av en strømkilde for å fungere.

3.2 SELEKSJON AV KONSEPT - PRIMÆRFUNKSJON

Konseptscreening er basert på en metode for raskt å redusere antall konsepter og forbedre disse, metoden er utviklet av Stuart Pugh ^[34]. En seleksjonsmatrise illustrerer de ulike alternativenes styrker og svakheter. Matrisen får også frem de viktigste egenskaper og sammenligner disse mot den eksisterende løsningen. Tabell 3-1 presenterer hvilke utvalgs-kriterier som vil bli vurdert i seleksjonsmatrisen.

Fordi matrisen og egenskapene blir utarbeidet på bakgrunn av subjektiv vurdering, kan en ikke med sikkerhet si at det konseptet med høyest poengsum er den beste. Dersom det er et konsept som har mye høyere/lavere poengsum, så kan dette tolkes som en indikasjon på hvilket konsept som er best/dårligst.

Tabell 3-1: Beskrivelser av hvilke utvalgs-kriterier som blir vektlagt i seleksjonsmatrisen.

Utvalgs-kriterier	Beskrivelse
“Fail-safe”	Det aktuelle konseptet skal til en hver tid være tilgjengelig og fungere selv om feil oppstår i andre komponenter i kraftverket. Konseptet kan derfor sees på som nødstopputstyr ^[35] . Vurdering av graden av “Fail-safe” blir vurdert her.
Brukervennlighet	Vurdering om konseptet er brukervennlig for operatøren mtp. kalibrering, igangkjøring og resetting. Om rusevernløsningen kan benyttes på alle turbintypene kommer under dette vurderingskriteriet.
Kompleksitet	Beskriver hvor kompleks det aktuelle konseptet er i form av antall komponenter og fremstilling.
Robusthet	Generell vurdering av konseptets stabilitet, form og styrke. Under dette ligger også behovet for vedlikehold.
Pris	Vurdering om det aktuelle konseptet vil være kostbar å utvikle, produsere og montere.

Tabell 3-2: Seleksjonsmatrise for konseptene. RPH 1 og 2 er her referansen som de andre alternativene sammenlignes mot og blir her sett på som likeverdige. "+" bedre enn referansen, "-" dårligere enn referansen, "0" lik referansen.

Utvalgskriterier	Konseptalternativ										
	RPH 1,2	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
"Fail-safe"	0	0	0	0	0	0	0	0	+	-	-
Brukervennlighet	0	-	+	+	0	-	-	-	-	-	-
Kompleksitet	0	0	+	+	0	-	-	0	-	+	+
Robusthet	0	-	0	0	0	0	+	+	+	-	-
Pris	0	+	+	+	0	0	-	0	-	+	+
Sum "+"	0	1	+	3	0	0	1	1	2	2	2
Sum "0"	5	2	2	0	5	0	1	3	0	0	0
Sum "-"	0	2	0	0	0	2	3	1	3	3	3
Netto score	0	-1	3	3	0	-2	-2	0	-1	-1	-1
Rangering	3	6	1	1	3	10	10	3	6	6	6
Fortsette?	Nei	Nei	Ja	Ja	Nei	Nei	Nei	Ja	Nei	Nei	Nei

Det blir valgt å gå videre med konseptalternativ B, C og G. Konseptalternativ D og G scorer like høyt, men fordi det allerede er to alternativer som er basert på mekanisk regulering ved hjelp av sentripetalkraften, velges det derfor å gå videre med alternativ G. For å differensiere konseptene bedre, blir det utarbeidet en ny vektet seleksjonsmatrise. Denne metoden vektet summen av poeng for å finne rangeringen. Konseptalternativene sammenlignes opp mot referanseløsningen "RPH 1,2".

Tabell 3-3: Utvalgskriterienes vektningsskala, skala fra 1 til 5. Hentet og oversatt til norsk fra [34].

Relativ prestasjon	Poeng
Mye dårligere enn referansen	1
Dårligere enn referansen	2
Samme som referansen	3
Bedre enn referansen	4
Mye bedre enn referansen	5

Den vektete poengsummen er utregnet ved å multiplisere "poeng" med utvalgsriteriets vektning [34]:

$$S_j = \sum_{i=1}^n r_{ij} w_i \quad (3.1)$$

Der:

S_j = Total poengsum for løsningen j

w_i = Vekt for i kriterie

n = kriteriets nummer

r_{ij} = poeng for løsning j ved kriteriet i

Tabell 3-4: Vektet seleksjonsmatrise hvor de utvalgte konseptalternativene B, C og G sammenlignes opp mot referansen.

		Konseptalternativ							
		RPH 1, 2 (referanse)		B Regulerbar sentrif.reg. 1		C Regulerbar sentrif.reg. 2		G Måling av trykk før løpehjulet	
Utvalgsriterier	Vektning	Rate	Vektet poeng	Rate	Vektet poeng	Rate	Vektet poeng	Rate	Vektet poeng
"Fail-safe"	40	3	1,2	3	1,2	3	1,2	3	1,2
Brukervennlighet	10	3	0,3	5	0,5	4	0,4	2	0,2
Kompleksitet	10	3	0,3	3	0,3	4	0,4	4	0,4
Robusthet	20	3	0,6	4	0,8	4	0,8	4	0,8
Pris	20	3	0,6	5	1	5	1	3	0,6
Totalt poeng		3		3,8		3,8		3,2	
Rangering		3		1		1		2	
Fortsette?		Nei		Ja		Ja		Nei	

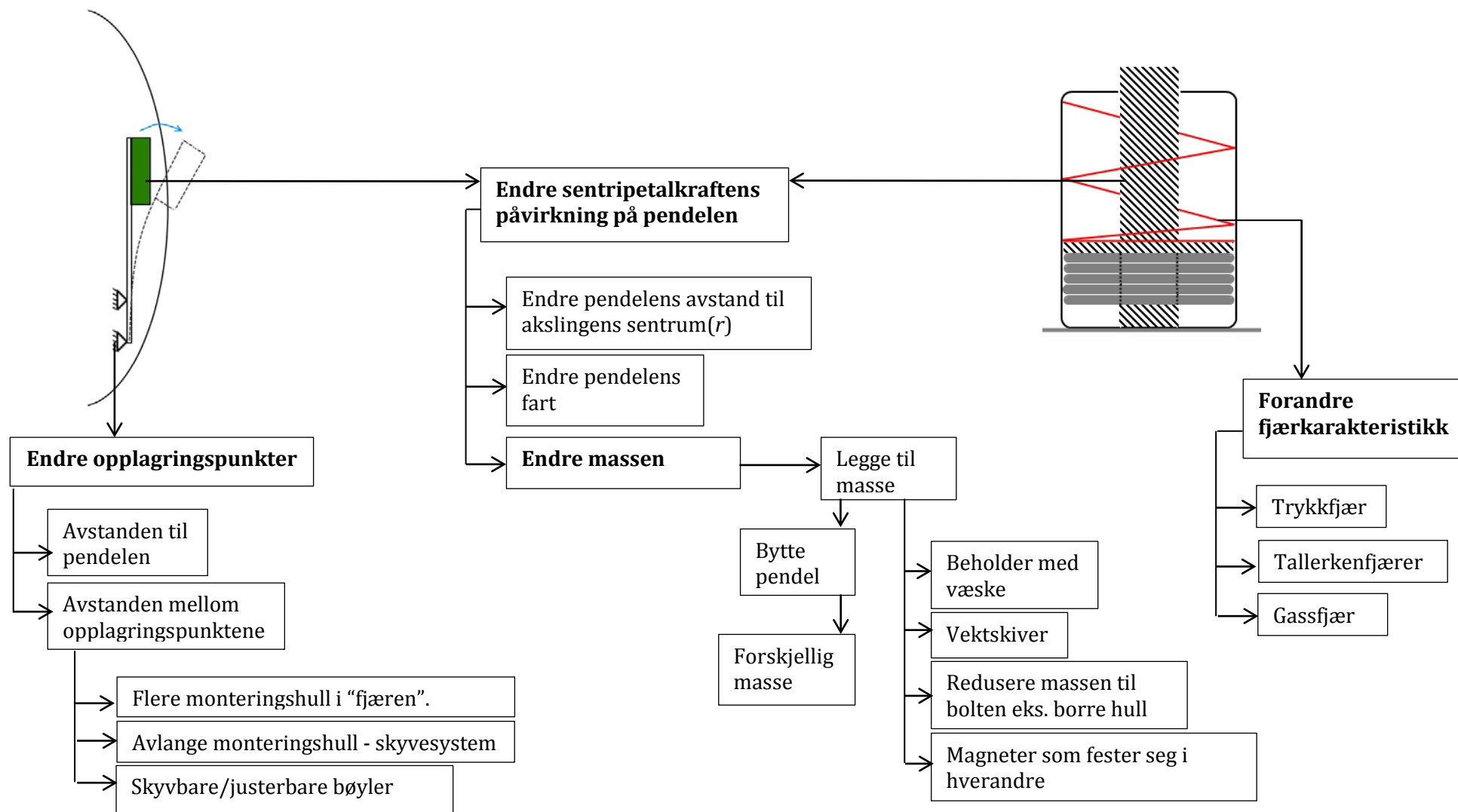
Konseptalternativ G som er avhengig av en trykkdifferanse scorer dårlig på brukervennlighet fordi konseptet ikke er brukbar på peltonturbiner (forklart tidligere).

Tabell 3-4 viser at konseptalternativ B og C scorer totalt høyest med en score på 3,8 sammenlignet mot G med 3,2. Dette gir videre en indikasjon på hvilke alternativ som er best.

Fordi konseptalternativ B og C scorer like høyt og i praksis baserer seg på samme prinsipp (sentrifugalregulator der sentripetalkraften virker mot en fjærkraft) velges det derfor å utvikle begge disse prinsippene videre. Dette er blitt diskutert med RPH.

3.3 UTVIKLE ULIKE PRINSIPPER FOR REGULERBAR SENTRIFUGALREGULATOR

Dette underkapitlet vil ta for seg de to valgte konseptalternativene, B og C, og utvikle disse ideene videre. Idegenereringen blir vist i Figur 3-12.



Figur 3-12: Videreutvikling av Regulerbar sentrifugalregulator 1 og 2. En idegenereringsprosess.

3.3.1 VIDEREUTVIKLING AV "REGULERBAR SENTRIFUGALREGULATOR 1"

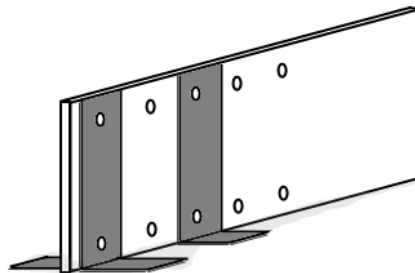
Ved å endre avstanden mellom opplagringspunktene, opplagringspunktenes avstand til vekten og vektens masse vil en kunne manipulere når pendelen kommer i kontakt med utløsermekanismen. Formel (1.2) viser at sentripetalkraftens påvirkning på pendelen er avhengig av pendelens masse, fart og avstanden til sentrum.

Endre opplagringspunkter, Regulerbar regulator 1

Ved å endre avstanden mellom opplagringspunktene, endres også stivheten til fjæren (platen/stangen) som bøyes ut ved høyt turtall. Videre er det mulig å kalibrere hvilket turtall pendelen vil berøre utløsermekanismen. Ulike måter å variere avstanden mellom opplagringspunktene vil nå bli beskrevet.

Plate/stang med hull

Her justeres opplagringen av platen/stangen ved å flytte opplagringspunktene langs med platen/stangen og benytte hull i platen/stangen for å feste opplagringspunktene.

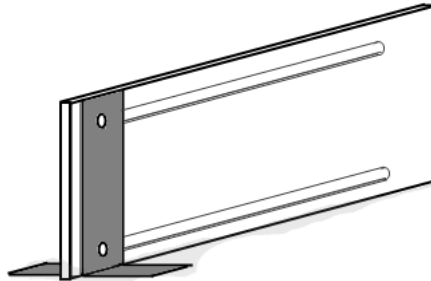


Figur 3-13: *Plate med justeringsmuligheter. Hullene på platen kan justeres i forhold til festeboylene.*

Fordelen med dette systemet er at en kan kalibrere utløserturtallet ved å justere platen/stangens stivhet og posisjon i forhold til utløsermekanismen.

Gjennomgående hull langs platen/stangen

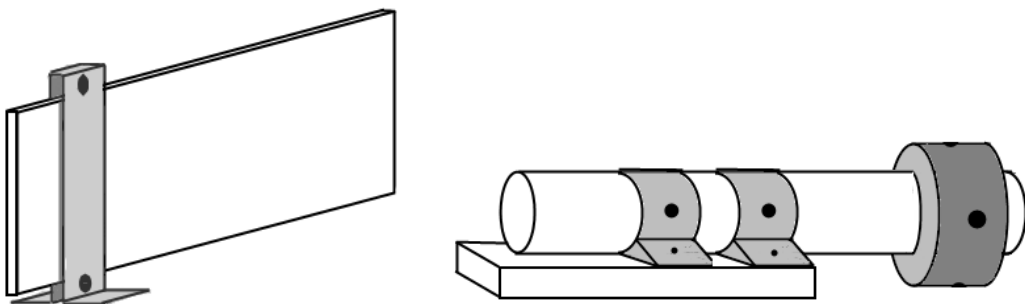
Gjennomgående lange hull i platen gjør det mulig å velge nøyaktig hvor opplagringspunktene skal ligge langs med platen. Vektens plassering kan også varieres.



Figur 3-14: *Gjennomgående hull langs platen. Kun ett feste er vist på figuren. Platen kan skyves trinnløst i forhold til innestningspunktene.*

“Bøylefeste” over og under platen

Platen festes fast ved å stramme skruer over og under. Bøylen gjør det mulig å variere opplagringspunktene plassering. Tilsvarende prinsipp kan brukes til å justere vektens plassering på platen.



Figur 3-15: *“Bøylefestet” er montert på en plate/ stang. Til høyre er også en ekstra vektskive illustrert. Vektskivens posisjon på stangen kan også justeres.*

Sentripetalkraftens på pendelen, Regulerbar sentrifugalregulator 1

Metoder for å endre sentripetalkraftens påvirkning på pendelen vil bli drøftet videre i underkapittel 3.3.2 om *Regulerbar regulator 2* da prinsippet er likt for regulator 1 og 2.

3.3.2 VIDEREUTVIKLING AV "REGULERBAR SENTRIFUGALREGULATOR 2"

Kraftsystemet i denne pendelen består av en fjær og en pendel. Disse enhetenes krefter kan endres ved at en forandrer fjærkarakteristikken eller pendelens masse. Figur 3-12 illustrerer idegenereringen av mulige løsninger.

Forandre fjærkarakteristikk

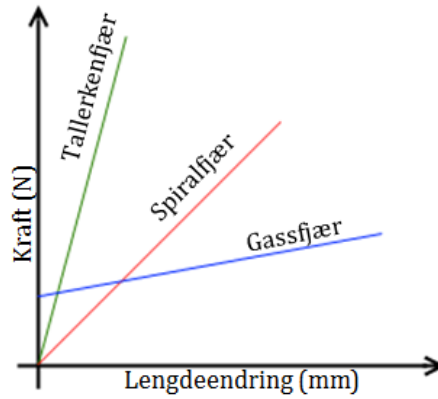
Under idegenereringen kom det frem at det er tre måter å gjøre dette på, benytte tallerkenfjærer, trykkfjærer eller en gassfjær.

En gassfjær har som fordel at en kan lett endre fjærkarakteristikk ved å øke eller redusere trykket i fjærsystemet. I teorien kan en da komme unna med å ikke endre massen på bolten. Viktig ulempe ved å benytte gassfjær er at det kan være problematisk med lekkasjer og at fjæren vil være relativt sensitiv i forhold til temperatursvingninger (avhengig av hvilken gass som benyttes). Gassfjærens motstand øker/reduseres med ca. 3.5 % dersom temperaturen endres med 10 °C (tommelfingerregel) ^[36]. Gassfjæren har også relativt lang vandring i forhold til tallerkenfjærer og spiralfjærer når den belastes (se [Figur 3-16](#)).

Tallerkenfjærer har den fordel at den kan oppta store krefter innenfor et lite volum og samtidig ha en liten lengdeendring ^[37]. I tillegg kan en legge til flere fjærer i serie eller parallelt for å forandre fjærkarakteristikken.

Sylindriske trykkfjærer har lineær fjærkarakteristikk og havner et sted mellom gassfjærer og tallerkenfjærer når det gjelder sammenhengen mellom fjærvandring og kraft påført (se [Figur 3-16](#)).

På dette tidspunktet utelukkes bruken av gassfjærer på bakgrunn av de ulemper beskrevet over. Videre valg av fjærtype kan ikke bestemmes på dette tidspunktet, beregninger på hvilke krefter som fjæren utsettes for og fjærvandring må utgreies først.



Figur 3-16: Skjematisk framstilling av sammenhengen mellom kraft og lengdeendring for ulike fjærtyper. Tegnet etter [36]. (I virkeligheten vil fjærene avvike noe fra den lineære modellen).

Endre sentripetalkraftens på pendelen, fjærens motkraft

En annen måte å forandre karakteristikken til pendelsystemet på, er å endre pendelens masse. Dette kan gjøres ved å legge til masse eller bytte den ut. Det å gjøre det enklere å justere massen til den eksisterende bolten, virker på dette tidspunktet som den beste løsningen. Dette blir videre utgreid i Tabell 3-5.

Tabell 3-5: Forandre fjærens motkraft. Nærmere utdypning og forklaring av utvalgte ideer som kom frem under idegenereringen.

	<p>Blære</p> <p>Blæren er festet til pendelen. Den totale massen til pendel-blære-systemet kan forandres ved at en fyller på væske eller redusere væskemengden i blæren.</p>
	<p>Vektskiver</p> <p>Vektskiver som øker pendelens masse. Antall vektskiver kan justeres.</p>
	<p>Utbyttbar masse</p> <p>En solid utbyttbar vekt som er festet til pendelen. Dette vil manipulere pendelens masse.</p>

3.4 OPPSUMMERING OG VALG AV SENTRIFUGALREGULATOR

Det står mellom to regulerbare sentrifugalregulatorer. *Regulerbar sentrifugalregulator 1* har mulighet til å endre “fjæren” eller platen/stangens karakteristikkk ved å justere opplagringspunktene. I tillegg har denne løsningen mulighet til å justere pendelens masse på tilsvarende måte som *Regulerbar sentrifugalregulator 2*. *Regulerbar sentrifugalregulator 2* har mulighet til å bytte ut fjæren og dermed forandre fjærkarakteristikken. I tillegg kan pendelens masse justeres.

For å systematisere utvelgelsen av “måter å forandre fjærens motkraft på”, blir det utarbeidet en seleksjonsmatrise som tar utgangspunkt i vurderingskriteriene utarbeidet i Tabell 3-1 og vektingsskalaen beskrevet i Tabell 3-3.

Tabell 3-6: Seleksjonsmatrise. Utvelgelse av måter å justere pendelens masse.

		Konsept					
		Blære		Vektskiver		Utbyttbar masse	
Utvalgskriterier	Vekting	Rate	Vektet poeng	Rate	Vektet poeng	Rate	Vektet poeng
“Fail-safe”	40	3	1,2	5	2	5	2
Brukervennlighet	10	4	0,4	5	0,5	3	0,3
Kompleksitet	10	3	0,3	5	0,5	4	0,4
Robusthet	30	3	0,9	4	1,2	4	1,2
Pris	10	2	0,2	4	0,4	4	0,4
Totalt poeng		3		4,6		4,3	
Rangering		3		1		2	
Fortsette?		Nei		Ja		Nei	

Konseptet som innebefatter bruken av vektskiver scorer høyest i seleksjonsmatrisen. Dette konseptet vil bli brukt videre i oppgaven.

For å velge hvilken av de to sentrifugalregulatorene som skal benyttes videre, blir en seleksjonsmatrise utarbeidet (se Tabell 3-7).

Tabell 3-7: Seleksjon av sentrifugalregulator.

		Konsept			
		Regulator 1		Regulator 2	
Utvalgskriterier	Vekting	Rate	Vektet poeng	Rate	Vektet poeng
“Fail-safe”	40	5	2	5	2
Brukervennlighet	10	4	0,4	5	0,5
Kompleksitet	10	3	0,3	4	0,4
Robusthet	30	3	0,9	4	1,2
Pris	10	4	0,4	3	0,3
Totalt poeng		4		4,4	
Rangering		2		1	
Fortsette?		Nei		Ja	

“Regulerbar sentrifugalregulator 2” scorer høyest totalt og blir derfor utviklet videre i rapporten. Dette konseptet er relativt lik den ene løsningen som RPH benytter i dag, men er utviklet videre.

3.5 VALG AV SEKUNDÆRFUNKSJON, ENDRE PÅDRAGET

RPH har som nevnt tidligere i rapporten, allerede svært enkle systemer som dekker sekundærfunksjonen. Her er det enten en mekanisk bryter/utløser som løser ut et hydraulisk signal eller en elektrisk minibryter, eller en kombinasjon av begge deler. Sett ut i fra det ståsted at rapporten skal jobbe videre med konseptalternativ C, en mekanisk pendel, så er de eksisterende løsningene til RPH svært enkle og passende.

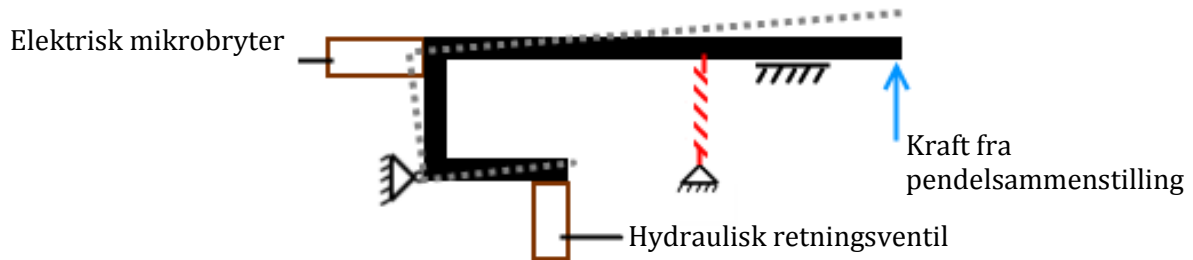
En mekanisk utløsermekanisme er den enheten som pendelsammenstillingen vil berøre ved overturtall/ruseturtall. Den mekaniske utløsermekanismen påvirker videre en elektrisk bryter og/ eller en hydraulisk retningsventil som igjen sender et signal til vannkraftverkets styrepult

Dette underkapittelet vil ta for seg de eksisterende løsningene som RPH benytter i dag og vurdere disse opp mot hverandre. Deretter vil en vurdering bli gjort om hvilken løsning som vil bli utredet videre.

3.5.1 EKSISTERENDE MEKANISKE UTLØSERMEKANISMER

Beskrivelse av RPHs løsning 1:

Kraften fra pendelsammenstillingen på armen vil overstige fjærkraften som holder armen på plass. Når dette skjer vil både et hydraulisk – og elektrisk signal bli sendt.



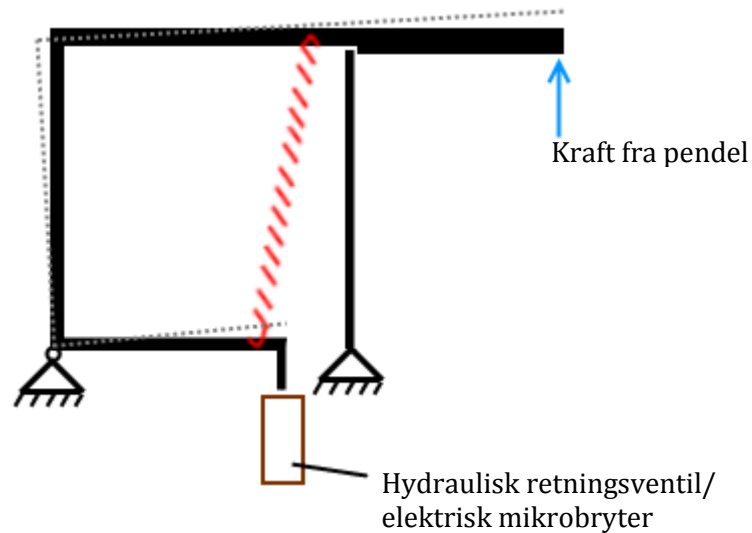
Figur 3-17: Skjematisk fremstilling av RPHs mekaniske utløsermekanisme, løsning 1.



Figur 3-18: Bilde av RPHs løsning 1. [38]

Beskrivelse av RPHs løsning 2:

Ved rusetur tall vil pendelsammenstillingens kraft på utløsermekanismens arm overstige fjærkraften som holder armen på plass. Dette fører videre til at den hydrauliske retningsventilen bytter posisjon. Et hydraulisk signal blir da sendt for å endre pådraget. Denne løsningen fins også med elektrisk signal. Se Figur 3-19 neste side.



Figur 3-19: Prinsippskisse av løsning 2.



Figur 3-20: Mekanisk utløser, løsning 2. Bildet til venstre: med hydraulisk retningsventil og spak for resetting. Bildet til høyre: med elektrisk mikrobryter [38].

Denne løsningen har kun muligheten til å sende ut enten et elektrisk eller hydraulisk signal.

Beskrivelse av løsning 3:

Når ruseturtall ikke er oppnådd, holdes den fjærbelastede mikrobryteren nede av den mekaniske utløseren. Når ruseturtall oppnås, vil pendelsammenstillingen slå borti utløsermekanismen. Dette vil føre til at trykket på mikrobryteren fjernes, og et elektrisk signal blir sendt.



Figur 3-21: *Mekanisk utløsermekanisme sett fra siden. Denne løsningen utløser et elektrisk signal ^[38].*

3.5.2 VURDERING AV EKSISTERENDE LØSNINGER

Det vil nå bli utarbeidet en seleksjonsmatrise som vil vekte de ulike løsningenes styrker og svakheter opp mot hverandre. Utvalgskriteriene som blir benyttet er beskrevet i Tabell 3-1. Etter samtale med siv.ing. Kristoffer Kjelstadli ^[39] kom det frem at enkelte av RPHs kunder ønsker at både et hydraulisk og et elektrisk signal blir sendt. Seleksjonsmatrisen vil få frem om løsningen har mulighet til dette under punktet "Hydraulisk og elektrisk signal"

Tabell 3-8: *De ulike løsningsalternativene sammenlignes i seleksjonsmatrisen.*

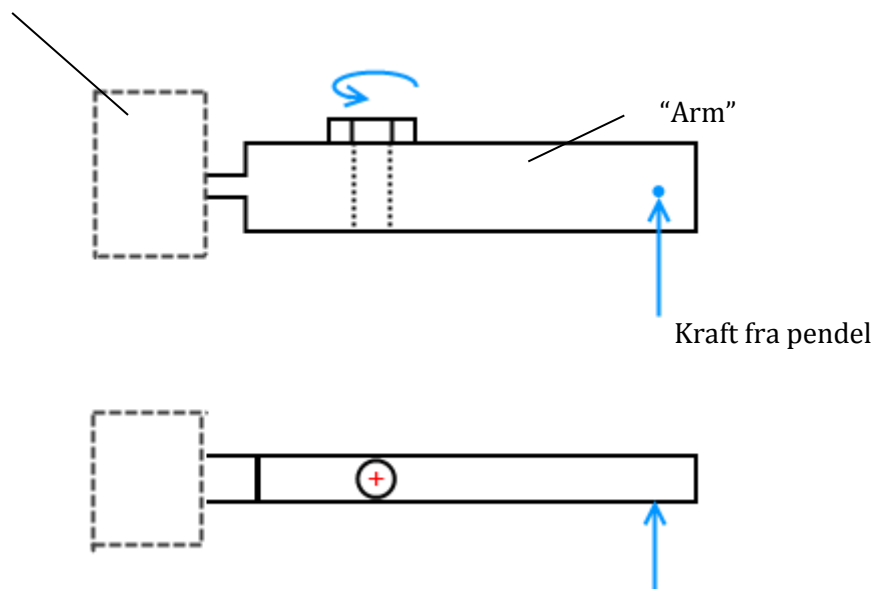
		Løsningsalternativ					
		Løsning 1		Løsning 2		Løsning 3	
Utvalgskriterier	Vekting	Rate	Vektet poeng	Rate	Vektet poeng	Rate	Vektet poeng
"Fail-safe"	30	5	1,5	5	1,5	5	1,5
Brukervennlighet	5	4	0,2	3	0,15	5	0,25
Kompleksitet	5	3	0,15	2	0,1	4	0,2
Robusthet	30	4	1,2	4	1,2	5	1,5
Hydraulisk og elektrisk signal	20	5	1	2,5	0,5	2,5	0,5
Pris	10	4	0,4	2	0,2	4	0,4
Totalt poeng		4,45		3,65		4,35	
Rangering		1		3		2	
Fortsette?		Nei		Nei		Ja	

Tabell 3-8 viser at løsning 1 scorer høyest med 4,45 poeng. Videre scorer løsning 3, 4,35 poeng. Fra tabellen ser en at løsning 3 scorer enten høyere eller tilsvarende som løsning 1 på samtlige punkter bortsett fra "Hydraulisk og elektrisk signal". Løsning 3 velges derfor ut som beste løsning på bakgrunn av at "Hydraulisk og elektrisk signal" anses som et utviklingspotensial.

3.5.3 VIDERE UTVIKLING AV LØSNING 3 – MEKANISK UTLØSERMEKANISME

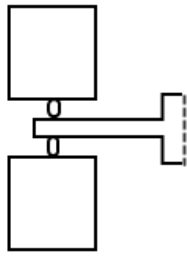
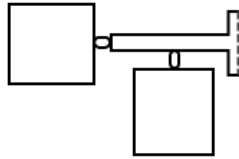
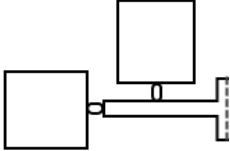
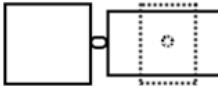
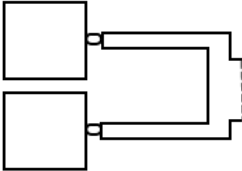
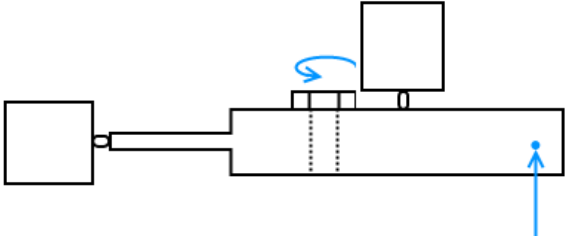
Videre utvikling av denne mekaniske utløsermekanismen går på å forenkle den eksisterende løsningen med tanke på antall deler, og plasseringen av retningsventil og elektronisk mikrobryter. Den eksisterende løsningen består av flere deler som er sveiset sammen, ved å benytte kun en "arm" vil en redusere antall komponenter og nesten eliminere nødvendigheten med å sveise.

Plassering av hydraulisk retningsventil og elektrisk bryter



Figur 3-22: Utløsermekanismen. Bildet øverst: Utløsermekanismen sett fra siden. Bildet nederst: Utløsermekanismen sett ovenfra

Tabell 3-9: Alternative plasseringer av retningsventil og elektrisk minibryter. Alternativ A til F.

A		B	
C		D	
E		F	

Det er ikke store forskjellene mellom de ulike plasseringsalternativene vist i Tabell 3-9. Alternativ F har en retningsventil/mikrobryter plassert før og etter rotasjonspunktet. Dette alternativet anses som noe dårligere enn alternativ A-E. Ellers er det ingen store forskjeller mellom de resterende alternativene. Alternativ D muliggjør montering av alle komponentene på en monteringsplate, dette alternativet blir ansett som det beste alternativet og blir arbeidet med videre i rapporten.

3.6 OPPSUMMERING AV DE VALGTE LØSNINGENE - RUSEVERNET

Det skal konstrueres en mekanisk pendelløsning (konsept C: Regulerbar sentrifugalregulator 2) som festes på akslingen mellom løpehjulet og generatoren. Denne pendelløsningen er regulerbar og det antas fra dette ståstedet at denne løsningen vil kunne tilpasses til RPHs produktserie av turbiner ved å justere pendelens vekt og motkraft (fjær). Videre skal pendelen utløse en mekanisk utløsermekanisme som sender ut et hydraulisk- og elektrisk signal som igjen endrer turbinens pådrag. Den mekaniske utløsermekanismen som det skal arbeides videre med er "Løsning 3 – alternativ D".

De valgte løsningene som dette kapitlet har kommet frem til er i tråd med de krav som ble stilt i begynnelsen av prosjektet og som RPH ønsket.

3.7 FORELØPIG UTVALG AV MATERIALE

Luftfuktigheten og temperaturen rundt turbinakslingen kan være avhengig av hvor i verden kraftverket er lokalisert. Turbintypen vil også påvirke hvor mye fuktighet det vil være rundt turbinakslingen (vannsprut fra fristråleturbiner). Fordi dette er et sikkerhetsprodukt og det er kritisk at produktet til en hver tid skal fungere vil bevegelige komponentene være framstilt i rustfritt stål. Andre komponenter framstilles i konstruksjonsstål tilsvarende S235JR og grunnes for og deretter males med korrosjonsbestandig maling. Det velges å gjøre det på denne måten for å redusere bruken av rustfritt stål som er noe dyrere.

Tabell 3-10: Materialdata. Minimumsverdier er oppgitt [40].

Standard	Betegnelse	Flytespenning, N/mm ²	Strekfasthet, N/mm ²	Tetthet, kg/m ³
EN 1.4301	Rustfritt, krom -nikkel	210	500-700	8,0 *10 ³
EN 1.0025	S235JR	235	360-510	7,8 *10 ³

4 GRUNNLAGSBEREGNINGER

Dette kapittelet vil ta for seg foreløpige beregninger på rusevernet.

Det vil bli tatt utgangspunkt i to eksisterende kraftverk der følgende data (Tabell 4-1) er gitt fra RPH ^[41]. Det vil bli forsøkt å dimensjonere rusevernet opp mot disse størrelsene da disse kraftverkene representerer øvre og nedre størrelse når det kommer til akseldiameter og ruseturtall. Dersom rusevernet kan benyttes på disse to kraftverkene kan det benyttes på *alle* pelton-, francis- og kaplanturbiner, med akseldiameter mellom 347-670 mm og utløserturtall mellom 225-750 mm. Ved størrelser utover dette må rusevernet spesialtilpasses ^[41].

Pendelsammenstillingen monteres på en monteringsring/klemring som er festet til turbinakslingen. Denne kan bygge 20-30 mm ut i fra akslingen ^[41]. Videre i denne rapporten vil det bli benyttet en monteringsring som bygger 25mm ut i fra akslingen

Tabell 4-1: Disse to kraftverkene representerer ytterpunkter når det gjelder akseldiameter og utløserturtall. Utløserturtall er beregnet etter formel (2.1).

Kraftverk	Akseldiameter (mm)	Polpar	Driftsturtall (o/min)	Utløserturtall (o/min)
Nedre Vinstra	347	6	500	750
Bavona	670	20	150	225

Som nevnt tidligere i rapporten avhenger ruseturtallet av typen turbin. Vanligvis utløses rusevernet på 130 til 150 % av driftsturtall, avhengig av hva som ønskes. Denne rapporten tar utgangspunkt i at rusevernet skal løse ut på 150 % av driftsturtallet. Rapporten tar også utgangspunkt i at pendelsammenstillingen festes til akslingen ved å benytte en klemring, selv om det på enkelte av turbinakslingene finnes en monteringsflens.

Pendelsammenstillingens ytre mål er begrenset av plassen rundt turbinakslingen, dette varierer noe fra kraftverk til kraftverk. Etter samtale med RPH^[42], ble følgende mål satt som begrensninger (se Tabell 4-2). Det er ikke satt noen begrensninger til pendelens masse.

Tabell 4-2: Pendelsammenstillingens begrensninger.

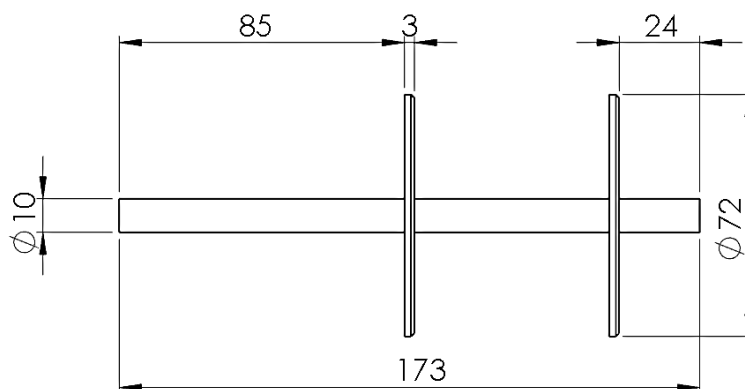
Diameter	Lengde
<150 mm	<200 mm

Det benyttes en bolt for å holde fjærene på plass (enten spiralfjær eller tallerkenfjær). Denne vil gå igjennom sentrum av fjæren.

Det vil i de neste underkapitlene bli gjort beregninger på pendelsammenstillingen, hvor målet vil være å justere massen på boltene slik at sentripetalkraften er lik like før ruseturtallet for disse to kraftverkene. Dersom dette oppnås har man en universal pendelsammenstilling der man kun trenger å endre massen til pendelen for å tilpasse rusevernet til de ulike kraftverkene.

Deretter vil det bli utført beregninger på den mekaniske utløsermekanismen.

4.1 FORELØPIGE BEREGNINGER PÅ PENDELSAMMENSTILLINGEN – NEDRE VINSTRA



Figur 4-1: Skisse av pendelen med utvalgte mål.

Sentripetalkraften på pendelsammenstillingen forandrer seg ettersom pendelen forflytter seg utover med økt turtall. For å beregne denne kraften ved utløserturtall, velges det å sette maks fjærvandring til $\Delta f = 1,8 \text{ mm}$.

Beregn nå boltens tyngdepunkt fra akslingens sentrum når turbinen står i ro:

Boltens volum, fra likning(1.11):

$$V = \pi * 5^2 * 173 + 2 * 3\pi(36^2 - 5^2) = 37545,2$$

$$\underline{): V = 37545 \text{ mm}^2}$$

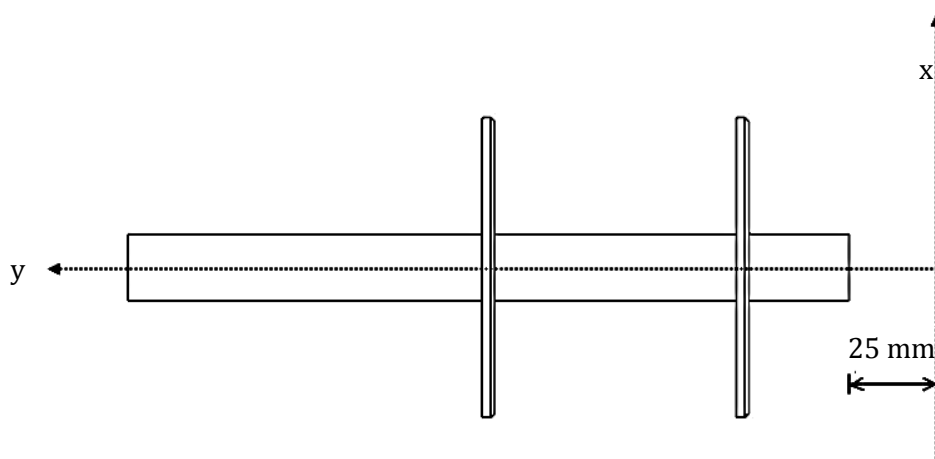
Fra formel (1.3) beregnes videre boltens masse når rustfritt stål benyttes:

$$m = 37545 \left(\frac{8}{1000} \right) = 300,4$$

$$\underline{): m = 300 \text{ g}}$$

Fordi bolten kan ses på som en enhet bestående av flere volumenheter (se Figur 4-2), skrives formel (1.4) om ^[43]:

$$\bar{x} = \frac{\sum xV}{\sum V} \quad (4.1)$$

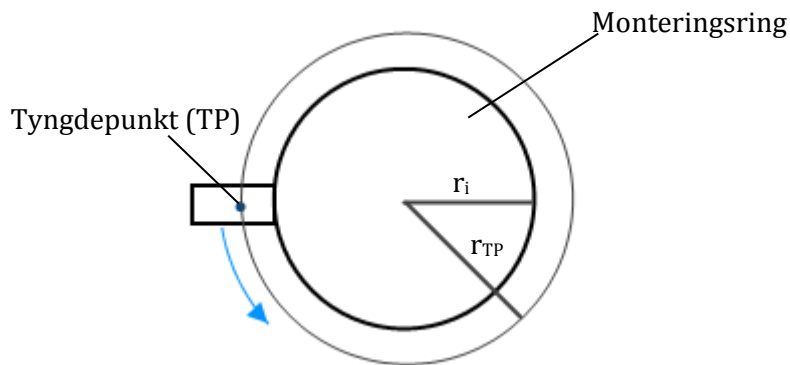


Figur 4-2: Skisse av bolten. Bolten kan sees på som tre volumelementer. X aksen representerer her monteringsringens ytre radius.

Avstanden fra akslingens overflate til tyngdepunktet blir derfor, \bar{x} :

$$\bar{x} = \frac{(\frac{173}{2} + 25)(\pi * 5^2 * 173) + (86,5 + 25)(3\pi * (36^2 - 5^2)) + (25,5 + 25)(3\pi(36^2 - 5^2))}{37545,2}$$

$$): \bar{x} = \frac{3455574,4 \text{ mm}}{37545,2 \text{ mm}} = 92 \text{ mm}$$



Figur 4-3: Figuren viser pendelens tyngdepunkt og tyngdepunktets bane om turbinakslingen når turbinen står i ro.

Avstanden mellom boltens tyngdepunkt og akslingens sentrum blir da:

$$r_{TP} = r_i + \bar{x} = \frac{347}{2} + 92 = 265,5$$

$$): \underline{r_{TP} = 266 \text{ mm}} \quad (4.2)$$

Kraften som virker på pendelen beregnes:

Fra likning (1.2):

$$F = m \frac{v^2}{r}$$

Setter inn for masse og fart ved ruseturtall:

$$F = m \frac{\left(\frac{750}{60} * 2\pi r \right)^2}{r} = m * 625 * \pi^2 r$$

$$F = 0,300 * 625 * \pi^2 * (0,266 + 0,0018)$$

$$\underline{): F = 496 \text{ N}}$$

Her er $r = r_{TP} + \Delta f$ som er radiusen til TP ved ny baneomkrets i forbindelse med ruseturtall.

4.2 FORELØPIGE BEREGNINGER PÅ PENDELSAMMENSTILLINGEN – BAVONA

Ved å benytte samme boltmasse beskrevet i kapittel 4.1, for kraftverket Bavona med akseldiameter 670 mm og utløserturtall på 225 °/min, får en følgende:

Boltens tyngdpunkt til akselsentrum:

$$r_{TP} = r_i + \bar{x} = \frac{670}{2} + 92 = 427$$

$$\underline{): r_{TP} = 427 \text{ mm}}$$

Sentripetalkraft på boltmassen:

$$F = m \frac{\left(\frac{225}{60} * 2\pi r \right)^2}{r}$$

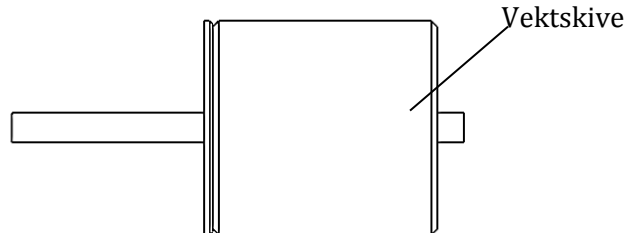
$$F = 0,300 \frac{(7,5\pi)^2 r^2}{r} = 0,300(7,5\pi)^2 (0,427 + 0,0018)$$

$$\underline{): F = 71,5 \text{ N}}$$

Ser her at sentripetalkraften på bolten er betraktelig lavere for kraftverket "Bavona" sammenlignet med "Nedre Vinstra". Ved å benytte Microsoft Excel og funksjonen "målsøking" med lengden på vekten som variabel, kan en finne hvilken

lengde vekten må ha for at sentripetalkraften fra bolten skal bli lik for "Bavona" og "Nedre Vinstra". Se

Vedlegg 12: CD eventuelt Vedlegg 7.



Figur 4-4: Skisse av pendelen med økt masse. Vektskivens lengde er funnet ved hjelp av målsøkingsfunksjonen i Excel.

Ved hjelp av målsøking og beregninger i Excel, fremstilles følgende resultatene Vedlegg 7 og

Vedlegg 12: CD.

Boltens tyngdepunkt til akselsentrum:

$$\underline{r_{TP} = 389 \text{ mm}}$$

Sentripetalkraft på boltmassen:

$$\underline{F = 496 \text{ N}}$$

Dette viser at det er mulig å lage en bolt med justerbar masse som kan brukes på kraftverk i størrelsesorden som ligger mellom nevnte data i Tabell 4-1.

4.3 PENDELFJÆR OG BELASTNING

Fjæren i pendelsammenstillingen velges ut i fra hvilke krefter som den vil bli belastet med under bruk, dens ytre dimensjoner og materialet. Som tidligere nevnt velges det å benytte en fjær som har maks 1,8 mm fjærvandring under belastningen.

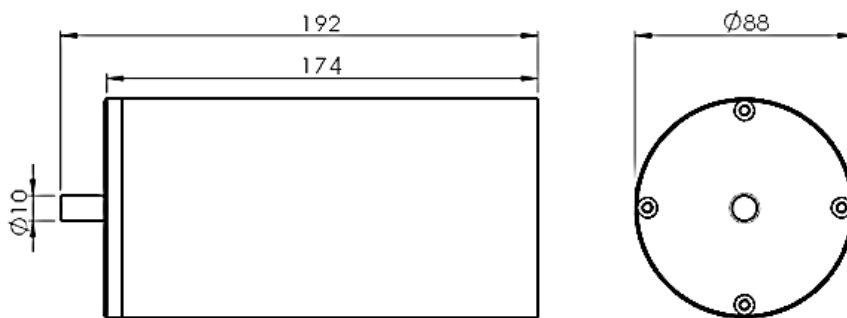
Minimum nødvendig fjærstivhet beregnes etter formel (1.6):

$$c = \frac{\Delta F}{\Delta f} = \frac{495,58}{1,8}$$
$$): c = 275 \frac{N}{mm}$$

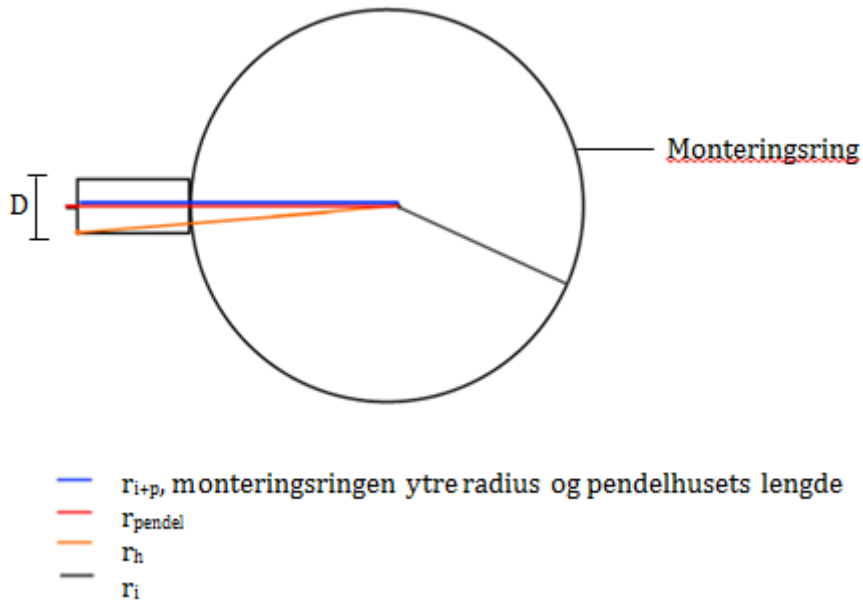
Fjærleverandøren *Lesjøfors* leverer trykkfjærer som har ønsket fjærkarakteristikk og ytre mål som passer til pendelbolten. Det velges derfor å benytte en trykkfjær videre i denne rapporten.

4.4 FORELØPIGE BEREGNINGER PÅ PENDELHUSETS YTRE MÅL

Fjærstivheten avgjør hvilken avstand det må være mellom ytterste punkt på pendelen og den mekaniske utløsermekanismen. I tillegg må baneomkretsen til ytterste punkt på pendelen ved ruseturtall, være større enn pendelhuset største baneomkrets. Dette for at pendelhuset ikke skal komme borti utløsermekanismen.



Figur 4-5: *Foreløpig skisse av pendelhusets ytre med utvalgte mål. Pendelen stikker ut på siden. Figuren illustrerer en ubelastet sammenstilling.*



Figur 4-6: Prinsippskisse av pendelhuset og monteringsringen med oversikt over avstander.

Dersom $r_{pendel} < r_h$, vil pendelhuset komme borti utløsermekanismen. Ved å benytte Pytagoras setning får vi følgende for kraftverket Bavona:

$$r_h^2 = r_{i+p}^2 + \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

$$r_h = \sqrt{\left(\frac{670}{2}\right)^2 + \left(\frac{88}{2}\right)^2}$$

$$r_h = 536 \text{ mm}$$

(4.3)

Avstanden fra ytterste punkt på pendelen ved rusetur tall, r_{pendel} . Pendelen har da vandret 1,8 mm.

$$r_{pendel} = r_i + \text{lengde pendelhus og pendel} + \text{pendelvandring} = \left(\frac{670}{2} + 25\right) + 192 + 1,8$$

$$r_{pendel} = 553,8 \text{ mm}$$

(4.4)

Ser her at $r_{pendel} > r_h$, dvs. OK.

Sjekker for kraftverket Nedre Vinstra. Fra formel (4.3):

$$r_h^2 = \left(\frac{347}{2} + 25 + 174 \right)^2 + \left(\frac{88}{2} \right)^2$$

$$\underline{): r_h = 375 \text{ mm}}$$

Fra formel (4.4) beregnes r_{pendel} . Det antas at pendelen har hatt en vandring på 2 mm.

$$r_{pendel} = \frac{347}{2} + 25 + 192 + 1,8 = 392,3$$

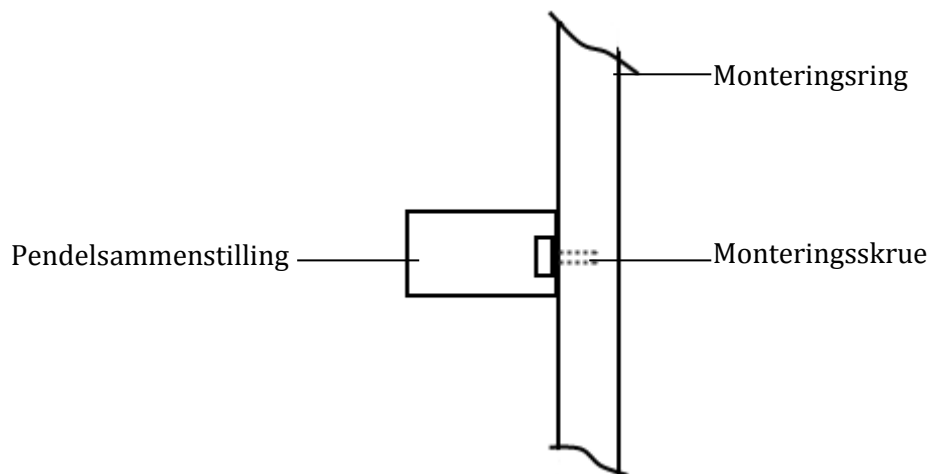
$$\underline{): r_{pendel} = 392 \text{ mm}}$$

Ser her at $r_{pendel} > r_h$, dvs. OK.

Med de dimensjoner på pendelhuset og pendelen som er blitt brukt til nå, viser beregninger at pendelen stikker nok ut fra pendelhuset til å være det første punktet som treffer utløsermekanismen. Dette gjelder for både for kraftverket Nedre Vinstra og Bavona.

4.5 FORELØPIGE BEREGNINGER PÅ FESTESKRUE

Pendelsammenstillingen monteres på en monteringsring festet til akslingen.



Sentripetalkraften på pendelsammenstillingen må holdes igjen av skruen. På dette tidspunkt er det noe uklart hvilken masse pendelsammenstillingen vil ha. Overslag i SolidWorks viser at massen til pendelsammenstillingen med pendel (med vektskive), fjær og pendelhus, for kraftverket Bavona er 5,8 kg og 3,2 kg for Nedre Vinstra. Tyngdepunktet til pendelsammenstillingen er beregnet i SolidWorks.

Sentripetalkraften på pendelsammenstillingen utregnes etter formel (1.2). Utregningen for Nedre Vinstra er vist her:

$$F = m \frac{\left(\frac{750}{60} * 2\pi r \right)^2}{r}$$

$$F = 3,2 \frac{(25\pi * 0,2515)^2}{0,2515} = 4964,4$$

) : $F = 5,0 \text{ kN}$

Tabell 4-3: Foreløpig sentripetalkraft på pendelsammenstillingen beregnet.

Kraftverk	Akselsentrum til TP pendelsamm.	Pendelsamm. masse	Sentripetalkraft på pendelsamm.
Nedre Vinstra	251,5 mm	3,2 kg	5,0 kN
Bavona	410,5 mm	5,8 kg	1,3 kN

Monteringskruen må dimensjoneres for å tåle en strekkraft på minst 5,0 kN.

Det tas utgangspunkt i at en M16 skrue med fasthetsklasse 8.8 benyttes. Skruen har da konvensjonell flytegrense på minimum 640 N/mm² [37] og spenningsareal er $A_s = 157 \text{ mm}^2$ i følge NS 1867.

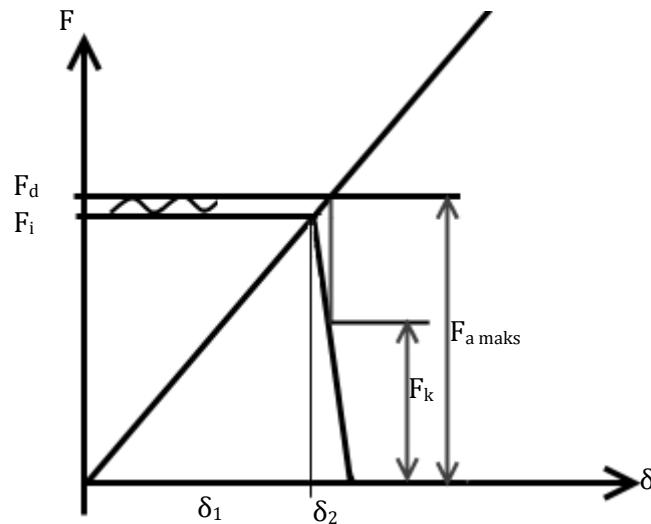
Skruen bør forspennes slik at den belastes med en spenning som utgjør ca. 70% av flytespenningen til skruematerialet slik at en sikker forbindelse oppnås [44].

Forspenningskraften blir da:

$$F_i = \sigma * A_s * 0,7 = 640 * 157 * 0,7 = 70336$$

) : $F_i = 70336 \text{ N}$

For forholdet mellom sammentrykking av grunnmaterialet og forlengelse av skruen benyttes $\delta_1/\delta_2 = 5$. Dette er et erfaringsmessig forhold som skal gi stor nok nøyaktighet når normalt tykke flenser til tykke flenser benyttes [37]. Erfaringsmessig skal dette forholdet mellom sammentrykking av grunnmaterialet og forlengelsen av skruen for denne koblingen gi tilstrekkelig nøyaktighet [37].



Figur 4-7: Konstruert skruediagram med riktig forhold.

Skruediagrammet viser at det er nok forspenning til å klemme (F_k) delene sammen når sammenstillingen belastes.

Setter videre [37]:

$$\sigma_{till} = \sigma_{jf} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_v^2} \quad (4.5)$$

Torsjonsspenning:

$$\tau_v = \frac{M_v}{\frac{\pi d_1^3}{16}} \quad (4.6)$$

Setter videre likning (4.5) og (4.6) sammen ^[37]:

$$\frac{F}{\sigma_{till}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{A_s} + 3\left(\frac{r_m * \tan(\varepsilon_1 + \varphi)}{\pi * d_i^3}\right)}} \quad (4.7)$$

Fordi skjærspenningen fra tiltrekkingen av skruen er medregnet i gjennomsnittspenningen, kan dimensjoneringsdiagrammet (Vedlegg 2) benyttes ^[37]. Finner da for M16 skruer med antatt friksjonskoeffisient $\mu=0,2$ (smurte flater ^[37]):

$$\frac{F}{\sigma} = 100 \text{ mm}^2$$

For å beregne dynamisk belastning på skrueforbindelsen antas det dynamiske belastningssvingninger mellom maks og min. Altså at kraftverkets turtall går fra null og opp til ruseturtall. Dette er ikke et reelt belastningstilfelle, men illustrerer den største belastningen skruen utsettes for.

Kraften som gir middelspenning blir da:

$$F_m = F_i + \frac{F_d}{2} \quad (4.8)$$

$$F_m = 70336 + \frac{4964,4}{2}$$

$$\text{): } \underline{F_m = 72818 \text{ N}}$$

Middelspenningen:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{\frac{F}{\sigma}} = \frac{72818}{100} = 728,2 \quad (4.9)$$

$$\text{): } \underline{\sigma_m = 728 \text{ N/mm}^2}$$

Amplitudespenningen:

$$\sigma_a = \frac{F_d}{A_s} = \frac{4964,4}{157} = 31,6 \quad (4.10)$$

$$\underline{\sigma_a = 31,6 \frac{N}{mm^2}}$$

Spenningen i skruen:

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_m \pm \sigma_a = 728 \pm 31,6 \\ \underline{): \sigma} &= \underline{(728 \pm 31,6) \frac{N}{mm^2}} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Jfr. utmattingsdiagrammet (Vedlegg 3), holder ikke en skrue i fasthetsklasse 8.8 mot den dynamiske belastningen. Diagrammet viser at en skrue i fasthetsklasse 10.9 skal holde. Denne skruen har da konvensjonell flytegrense på minst $\sigma_{iill} = 900 \text{ N} / \text{mm}^2$.

Det totale momentet som trengs for å trekke til skruen når friksjonskoeffisient på 0,2 antas:

$$\begin{aligned} M &= M_v + M_s \\ M &= F * r_m * \tan(\varepsilon_1 + \varphi) + \mu' * F * r_m' \\ M &= 70336 * \frac{14,701}{2} * \tan(13 + 2,479) + 0,2 * 70336 * \frac{24+18}{4} \\ \underline{): M} &= \underline{291 Nm} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Ved statisk belastning på skruen vil sikkerheten mot varig deformasjon være:

$$SF = \frac{\sigma_{iill}}{\frac{F_{maks}}{A_s}} = \frac{900}{\frac{70336 + 4964,4}{157}} = 1,88$$

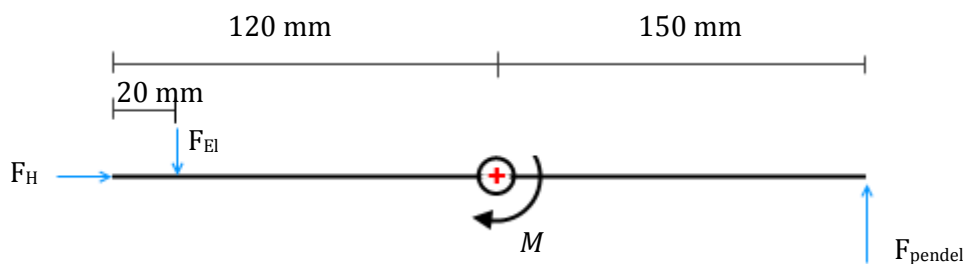
Kontrollerer hullflatetrykket ved største belastning ^[37]:

$$\begin{aligned}
 \text{hullflatetrykk} &= \frac{4F}{\pi(D^2 - d_h^2)} \\
 \text{hullflatetrykk} &= \frac{4(70336 + 4964,4)}{\pi(24^2 - 18^2)} = 380 \\
 \text{): hullflatetrykk} &= 380 \frac{N}{\text{mm}^2}
 \end{aligned}
 \tag{4.13}$$

Et hullflatetrykk på 380 N/mm² er ok når grunnmaterialet består av stål [37]. Tillatt hullflatetrykk for stål ligger mellom 800-1600 N/mm² dette tilsier at sikkerhetsfaktor mot varig deformasjon på minst 2,1 [37].

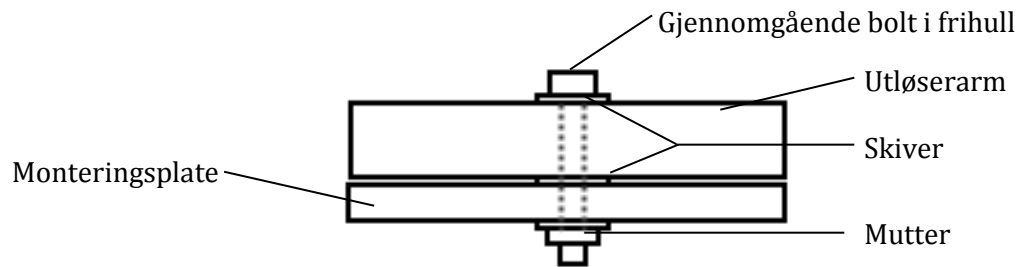
4.6 FORELØPIGE BEREGNINGER PÅ UTLØSERMEKANISMEN

Utløsermekanismen må konstrueres slik at den tåler sammenstøtet med pendelen. Andre krefter som virker på utløserarmen før utløserturtall er kreftene fra hydraulikkventilen og mikrobryteren (bryterne må holdes inne for at et stoppsignal ikke skal bli utløst). Hydraulikkventilen og mikrobryteren utøver henholdsvis krefter på $F_H=70$ N og $F_{EI}=16$ N. Det blir tatt utgangspunkt i en utløsermekanisme med følgende mål:



Figur 4-8: Kraftdiagram for utløsermekanismen.

Det er ønskelig med en skrueforbindelse som muliggjør bevegelse. Tar utgangspunkt i følgende skrueforbindelse:



Figur 4-9: Skisse over skrueforbindelsen

Beregninger på skrueforbindelsen

Når turtallet er under utløserturtall, må skrueforbindelsen holde igjen et moment:

$$\begin{aligned} \curvearrowright \sum M &= 0 \\ -F_{EI} * 0,100 + M &= 0 \\) : M &= 1,6 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Flatene mellom skivene og utløserarmen antas å være smurte og at $\mu = 0,2$ kan benyttes. Kraften skruen må strammes til med ved to friksjonsflater [37]:

$$M = 2 * \mu * F * R_m \quad (4.14)$$

Antar at M12 bolt benyttes og skiver med ytterdiameter 24 mm og innerdiameter 14,2 mm. Får da:

$$\begin{aligned} 1,6 &= 2 * 0,2 * F * \frac{0,012 + 0,0071}{2} \\) : F &= 419 \text{ N} \end{aligned}$$

Minste tiltrekkingsmomentet blir da videre i følge formel(4.12):

$$M = 418,85 * \frac{10,863}{2 * 1000} * \tan(13 + 2,935) + 0,2 * 418,85 * \frac{7,75}{1000} = 1,29$$

$$\underline{): M = 1,3 \text{ Nm}}$$

Tiltrekningsmoment på 1,3 Nm er ikke mye, men muliggjør bevegelse i utløserarmen. Det må også tiltrekkingsmoment til for å overvinne friksjonen i låsemutteren og ekstra friksjon i skrueforbindelsen forårsaket av at bryteren til hydraulikkventilen presser på med 70 N.

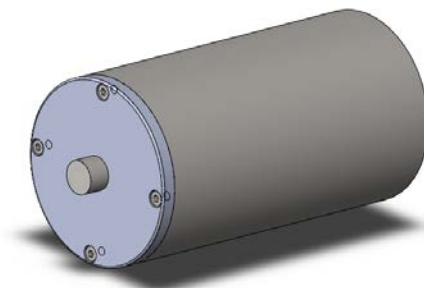
Bosch 3WMR10B3X – med fjærretur. Dytter tilbake med 70N.

5 BESKRIVELSE AV LØSNING

5.1 ELEMENT- OG LØSNINGSVALG

Den egenutviklede løsningen består av 9 hovedkomponenter, hvorav 5 av komponentene må spesiallages på verksted. Komponentene består i hovedsak av rustfritt stål (EN 1.4301) og konstruksjonsstål (S235JR).

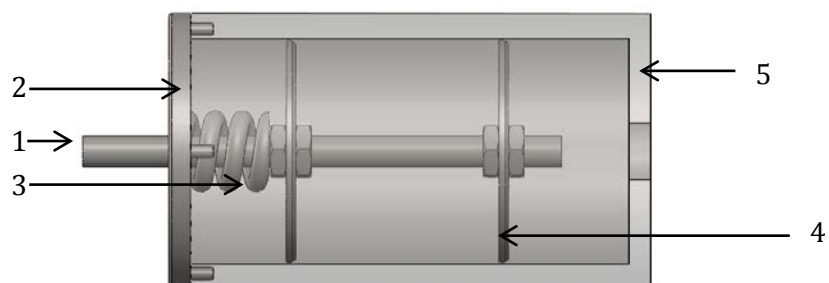
5.2 PENDELEN



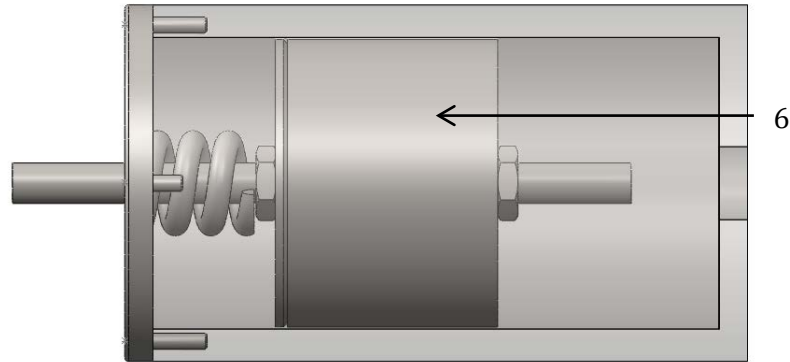
Figur 5-1: Sammenstilling av pendelen.



Figur 5-2: Eksplodert visning av sammenstillingen (uten vektskive).



Figur 5-3: Sammenstilling med gjennomsiktig pendelhus. 1: Pendelbolt, 2: Lokk, 3: Spiralfjær, 4: Glideskive, 5: Pendelhus.

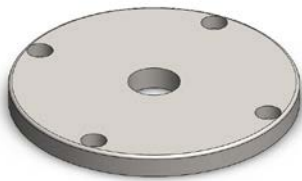


Figur 5-4: Sammenstilling med vektskive. 6: Vektskive



Figur 5-5: Pendelbolt.

Pendelbolten består av en gjengestang av rustfritt stål med M16 gjenger. Gjengestangen kjøpes ferdig fra leverandør og kappes til riktig lengde.






Figur 5-6: Pendelhusets lokk.

Pendelhusets lokk maskineres ut i rustfritt stål fra plate eller bolt. Lokket sørger for at pendelhusets deler holder seg på plass og at pendelbolten glir korrekt. Festes til pendelhuset med 4 stk. M4 skruer. Skruene muliggjør enkel tilgang til innmaten og kalibreringsmuligheter.

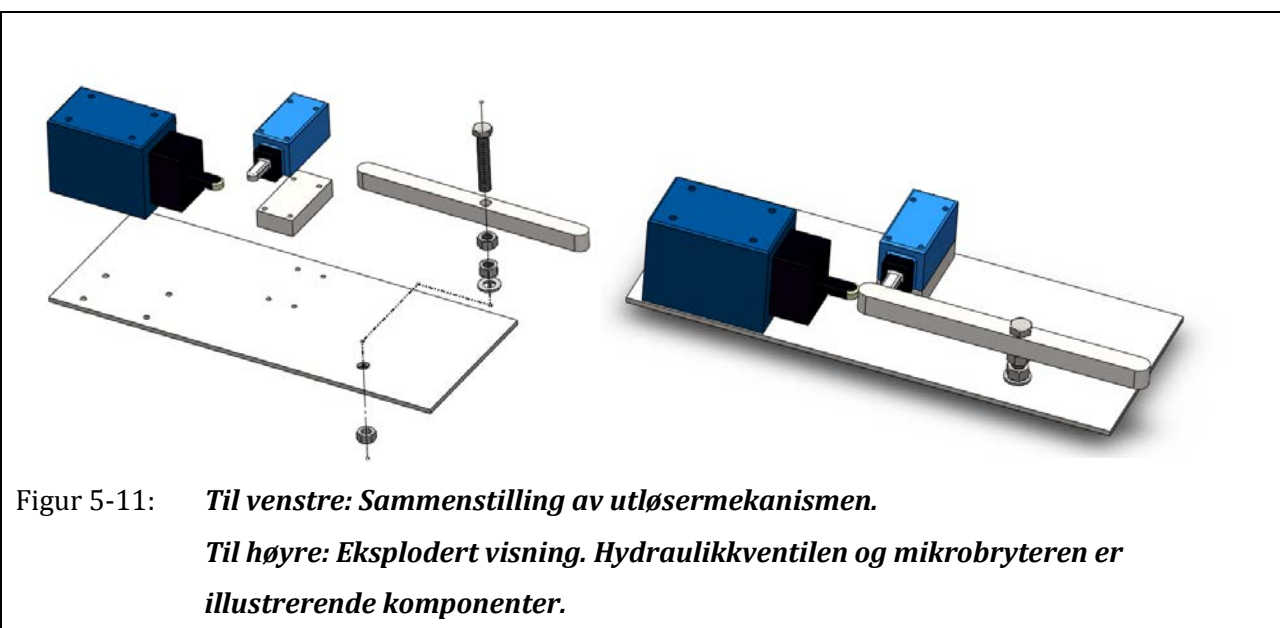


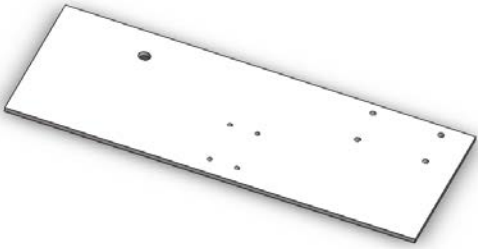
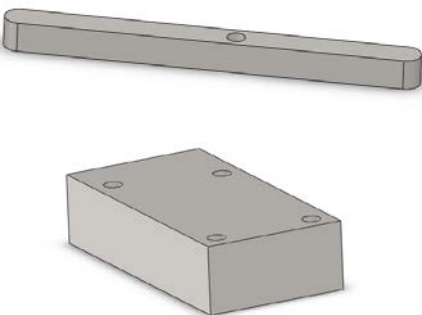
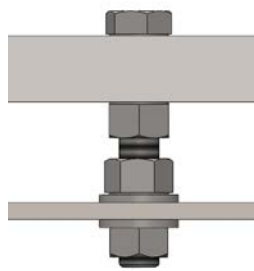
Figur 5-7: Fjær

Fjærens indre diameter er 10 mm og følger SS 2384 når det gjelder toleranser ^[36]. Belastningen på fjæren kan sees på som statisk, det vil si at tilnærmet full sammentrykking kan gjøres ^[36] (dette er ikke nødvendig i dette tilfellet). Fjærkonstanten er 293 N/mm og last som gir full sammentrykking er 1260N ^[36]. Lengden uten last er 25 mm. Materiale: EN 10089 51CrV4 og epoxy-lakkert overflate.

 <p>Figur 5-8: Glideskive</p>	<p>Glideskivene sørger sammen med "løkket" til pendelhuset for at pendelbolten glir korrekt. Denne har størst funksjon dersom det ikke benyttes en vektskive. Glideskivene maskineres ut i rustfritt stål. En skrå kant i ytterkant av skiven gjør det lettere å sette inn skiven i pendelhuset.</p>
 <p>Figur 5-9: Vektskive</p>	<p>Vektskiven maskineres ut i rustfritt stål fra plate eller bolt. Sammen med glideskiven sørger vektskiven for at pendelbolten glir korrekt. Vektskiven festes til pendelbolten ved hjelp av muttere (se Figur 5-3).</p>
 <p>Figur 5-10: Pendelhus</p>	<p>Pendelhuset dreies ut i stål fra en bolt av rustfritt stål. Skruehull borres ut og gjenges.</p>

5.3 UTLØSERMEKANISMEN



 <p>Figur 5-12: Monteringsplate</p>	<p>Monteringsplaten maskineres ut etter angitte mål og hull for skruer borres. Flatene maskineres til riktig overflateruhet og grunnes. Deretter korrosjonsbeskyttes platen ved å male på korrosjonsbestandig maling som for eksempel Jotun Hardtop.</p>
 <p>Figur 5-13: Øverst: Utløserarmen. Nederst festebrakett for mikrobryter.</p>	<p>Utløserarmen og festebraketten skjæres ut fra plate. Festebraketten sørger for at mikrobryteren får riktig høyde i forhold til utløserarmen.</p>
 <p>Figur 5-14: Skru koblingen mellom utløserarm og monteringsplaten</p>	<p>Rustfrie komponenter sørger for at delene ikke ruster fast.</p>

Elektrisk mikrobryter

Bryteren GLAC01C fra produsenten Honeywell er av grad IP67. Dette tilsier at den er helt beskyttet mot støv og at den er motstandsdyktig mot vannstråler med lavt trykk fra alle retninger. Operasjonstemperaturen til bryteren bør ligge mellom -25 til 85 °C [45].

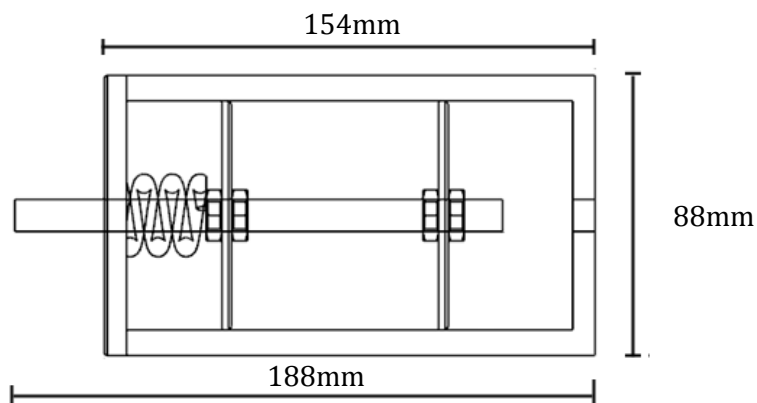
Når bryteren er dyttet inn mer enn 2,5 mm skal kretsen være lukket. Bryteren skal kobles slik at når kraften på bryteren reduseres, skal et signal bli sendt. Maks vandring på bryteren er 7 mm. [45]. Se Vedlegg 5 for mer informasjon.

Hydraulisk retningsventil

Den hydrauliske retningsventilen 3WMR10B3X med mekanisk bryter/arm og fjærretur produseres av Bosch Rexroth. Maks operasjonstrykk på portene A, B, P er 31,5 N/mm². Største tillatte oljestrøm er 120l/min.. Monteringshullene til ventilen samt portenes plassering er i hht. ISO 4401-05-04-0-05,NFPA T3.5.1 R2 og ANSI B93-7 D05 ^[46].

6 VIDERE BEREGNINGER

Etter å ha konstruert pendelsammenstillingen i SolidWorks, er det blitt noen endringer på sammenstillingen i forhold til det som ble beregnet i 0. Låsemuttere er lagt til, pendelens og pendelhusets lengde er modifisert. Nye beregninger på skruene og pendelhuset er nødvendig og blir utført i dette kapittelet.



Figur 6-1: Skisse over den nyependelsammenstillingen for Nedre vinstra. Utvalgte ytre mål er vist.

6.1 BEREGNINGER PÅ PENDELVANDRINGEN

For å beregne pendelens vandring ved ruseturtall er følgende beregningene på pendelsammenstillingen gjort i SolidWorks og Excel se (Vedlegg 8, Vedlegg 10 og Vedlegg 11):

For Nedre Vinstra:

Pendelens masse med glideskiver og muttere		0,31 kg
Pendelens TP til akslingens sentrum	r_{tp}	290 mm
Sentripetalkraft på bolten ved rusing		553 N

For Bavona:

Pendelens masse med glideskiver og muttere		2,4 kg
Bolten med glideskive og mutternes volum (pendelen)	r_{tp}	411 mm
Pendelens TP til akslingens sentrum		553 N

Den sentripetalkraften beregnet her er ved maks pendelvandring/fjærkompresjon, $\Delta f = 1,8 \text{ mm}$. Som tilsier at en fjær med følgende fjærstivhet må benyttes (fra formel (1.6)):

$$c = \frac{553 \text{ N}}{1,8 \text{ mm}} = 307 \text{ N / mm}^2$$

Fjærleverandøren Lesjøfors leverer fjærer med fjærstivhet lik $c = 293 \text{ N / mm}^2$ [36]. Pendelvandringen/fjærkompresjonen blir da på:

$$\Delta f = \frac{553 \text{ N}}{293 \text{ N / mm}^2} = 1,9 \text{ N / mm}^2$$

6.2 BEREGNINGER PÅ PENDELHUSET

Akslingens sentrum til hjørne på pendelhuset, fra formel (4.3):

$$r_h^2 = \left(\frac{347}{2} + 25 + 29 + 154 \right)^2 + \left(\frac{88}{2} \right)^2$$

) : $r_h = 384 \text{ mm}$

Akslingens sentrum til tuppen av pendelen, fra formel (4.4):

$$r_{pendel} = \left(\frac{347}{2} + 25 + 29 \right) + 182 + 1,66$$

) : $r_{pendel} = 411,2 \text{ mm}$

Ser her at $r_{pendel} > r_h$, dvs. OK. Det vil ikke være nødvendig å beregne dette for kraftverket Bavona fordi akslingen til Nedre Vinstra er mindre enn for Bavona.

6.3 BEREGNINGER PÅ FESTEBOLEN

Største belastningene på bolten oppstår for kraftverket Nedre Vinstra pga. høy omdreinings hastighet og mindre akseldiameter i forhold til Bavona.

Sentripetalkraften på pendelsammenstillingen vil nå bli beregnet. Dette er kraften festebolten må holde igjen.

Pendelsammenstillingens masse beregnet i SolidWorks (se Vedlegg 8):

$$m = 3,2 \text{ kg}$$

Avstanden fra pendelsammenstillingens TP til akslingens sentrum:

$$r_{TP} = r_i + \bar{x} = \frac{347}{2} + (78 + 25)$$

$$\underline{): r_{TP} = 276,5 \text{ mm}}$$

Sentripetalkraften på sammenstillingen blir videre:

$$F = 3,2 * \frac{\left(\frac{750}{60} * 2\pi * 0,2765 \right)^2}{0,2765} = 5457,9$$

$$\underline{): F = 5,46 \text{ kN}}$$

For å beregne dynamisk belastning på skrueforbindelsen antas det dynamiske belastningssvingninger mellom maks og min. Altså at kraftverkets turtall går fra null og opp til ruseturtall. Vanligvis utsettes skruen kun for statisk belastning da turtallet er tilnærmet konstant.

Kontrollerer skruen beregnet i 4.5 mot ny dynamisk belastning.

Kraften som gir middelspenning blir da i følge formel (4.8):

$$F_m = 70336 + \frac{5457,9}{2}$$

$$\underline{): F_m = 73065 \text{ N}}$$

Middelspenningen:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{\frac{F}{\sigma}} = \frac{73065}{100} = 760,6$$

$$\underline{): \sigma_m = 731 \text{ N/mm}^2}}$$

Amplitudespenningen:

$$\sigma_a = \frac{F_d}{A_s} = \frac{5457,9}{157} = 17,38$$

$$\sigma_a = 17,4 \frac{N}{mm^2}$$

Dynamisk belastning på skruen:

$$\sigma = \sigma_m \pm \sigma_a = 731 \pm 17,4$$

$$\sigma = (731 \pm 17,4) \frac{N}{mm^2}$$

Ved statisk belastning på skruen vil sikkerheten mot varig deformasjon være:

$$SF = \frac{900}{\frac{70336 + 5457,9}{157}} = 1,86$$

Ser fra beregningene at den dynamiske belastningen og SF ved statisk belastning øker marginalt i forhold til tidligere beregninger. Ser det derfor ikke som nødvendig å beregne tiltrekningsmomentet og hullflatetrykket. En M16 skruer i fasthetsklasse 10.9 skal holde mot belastningen. Det skal nevnes at en sikkerhetsfaktor på overkant av 1,8 kan være i det minste laget.

6.4 BEREGNINGER PÅ LOKKET – SKRUENE

Lokket festes til pendelhuset med 4 stk. M4 skruer i fasthetsklasse 8.8. Disse skruene vil nå bli kontrollert. Skruene blir utsatt for sentripetalkraften som påvirker pendelen, fjæren, muttere, glideskiver og- eller vektskiven, samt lokket. Den største sentripetalkraften oppstår for kraftverket Nedre Vinstra da omdreiningshastigheten er størst og akselradiusen her er minst.

Ved hjelp av SolidWorks beregnes massen og TP som skruene må holde igjen, samt TPs avstand til akslingens sentrum:

$$\underline{m = 618g}$$

$$TP = 93,8 \text{ mm}$$

$$r_{TP} = 93,8 + 29 + 25,0 + \frac{347}{2}$$

$$\underline{): r_{TP} = 321 \text{ mm}}$$

Fra formel (1.2) beregnes sentripetalkraften:

$$F = 0,618 * \frac{\left(\frac{750}{60} * 2\pi * 0,321\right)^2}{0,321} = 1223,7$$

$$\underline{): F = 1224 \text{ N}}$$

Kraften per skrue blir da:

$$F_n = \frac{F}{n} = \frac{1223,7}{4} = 305,9$$

$$\underline{): F_n = 306 \text{ N}}$$

M4 skruer i fasthetsklasse 8.8 har konvensjonell flytegrense på minimum 640 N/mm² og et spenningsareal på 8,78 mm² [37]. Skruene forspennes slik at spenningen i skruen tilsvare 70 % av flytegrensen.

Forspenningskraften per skrue:

$$F_i = \sigma * A_s * 0,7 = 640 * 8,78 * 0,7 = 3933,4$$

$$\underline{): F_i = 0,4 \text{ kN}}$$

Antar smurte flater og at $\mu = 0,2$. Benytter dimensjoneringsdiagrammet (Vedlegg 2) og finner:

$$\frac{F}{\sigma} = \underline{5,5}$$

Beregner påkjenninger på skruen under dynamisk belastning som beskrevet under kapittel 4.5.

Kraften som gir middelspenning, formel(4.8):

$$F_m = 3933 + \frac{305,9}{2} = 4086$$

$$\underline{F_m = 4086 \text{ N}}$$

Middelspenningen:

$$\sigma_m = \frac{4086}{5,5} = 743$$

$$\underline{): \sigma_m = 743 \text{ N}}$$

Amplitudespenning:

$$\sigma_a = \frac{305,9}{8,78} = 17,4$$

$$\underline{): \sigma_a = 17,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

Spenningen i skruen:

$$\underline{\sigma = (743 \pm 17,4) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

Ser ut i fra utmattingsdiagrammet at spenningen kan bli for høy i skruen. Går opp i fasthetsklasse til 10.9. I følge utmattingsdiagrammet skal denne fasthetsklassen være høy nok. Anbefalt tiltrekkingmoment på M4 skruer i fasthetsklasse 10.9 er i følge skruelieferandøren *Tingstad* på 5,3 Nm ^[47].

Kontroll mot statisk belastning:

$$SF = \frac{\sigma_{till}}{\frac{F_{maks}}{A_s}} = \frac{900}{\frac{3933 + 305,9}{8,78}} = 10,4$$

Sikkerhetsfaktor på 10 mot varig deformasjon i skruen ved statisk belastning er mer enn nok.

6.5 REGULERINGSNØYAKTIGHET OG RESPONSTID

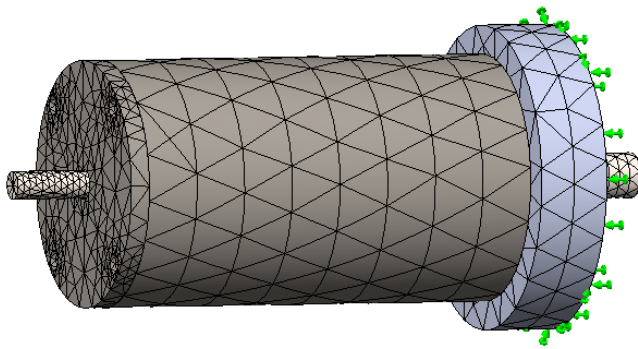
For å beregne regulatornøyaktigheten og responstiden til regulatoren er tester på en prototype nødvendig. Det er nødvendig med data for innstilt overturtall for turbinen og hvilket turtall turbinen har før turbinen begynner å sakke etter at rusevernet er aktivert. Formel (2.2) kan da benyttes for å finne nøyaktigheten til regulatoren ved å finne stigningen til regulatorkurven. Med følgende:

$$\begin{aligned} n_{LO} &= \text{turtallet der turbinen begynner å sakke} \\ n_{VO} &= \text{innstilt overturtall på regulatoren} \end{aligned}$$

I sentrifugalregulatoren er det en sentripetalkraft på en masse som virker mot en fjærkraft. Dersom endringen i turtall skjer veldig hurtig vil massen bruke noe tid på å aksellerere. Dette vil igjen påvirke responstiden til regulatoren. Dersom en større vektskive benyttes (som for kraftverket Bavona), vil dette i teorien ha noe innvirkning på responstiden til regulatoren. I praksis så anses forskjellen på pendelens masse med og uten vektskive for liten, og at dette ikke har noe å si for responstiden.

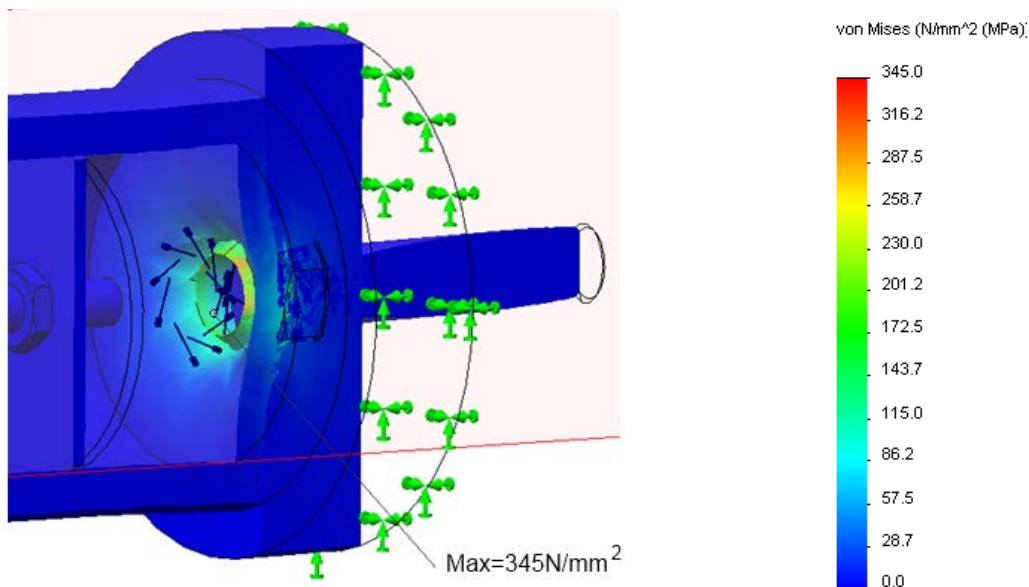
7 SPENNINGSKONTROLL I SOLIDWORKS SIMULATION

For å kontrollere håndberegningene blir en modell av pendelsammenstillingen simulert i SolidWorks Simulation. Modellen er opplagret til en fiktiv klemring med en festebolt. Bolten er forspent etter håndberegningene utført i kapittel 6.3. Sammenstillingen utsettes for krefter som i kraftverket Nedre Vinstra.

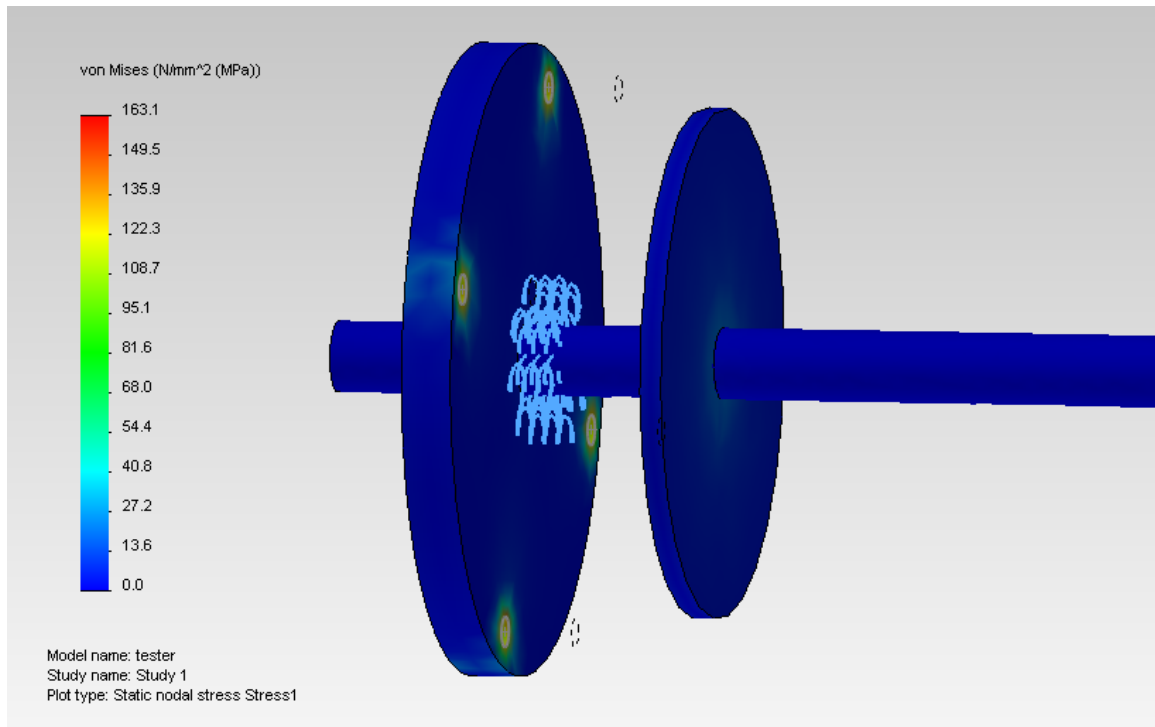


Informasjon om meshet:
 Jacobi punkter: 4
 Elementstørrelse: 3 mm til 15 mm
 Antall noder: 19156
 Antall elementer: 10298

Figur 7-1: *Figuren viser meshet brukt i modellen. Meshet er forfinet rundt skruehull.*



Figur 7-2: *Figuren viser et snitt av innsiden av pendelhuset og et von Mises spenningsplott av området rundt festebolten. Spenningen rundt skruen er på maks 345 N/mm² som er OK i forhold til flytespenningen i materialet. Deformasjonen er overdrevet.*

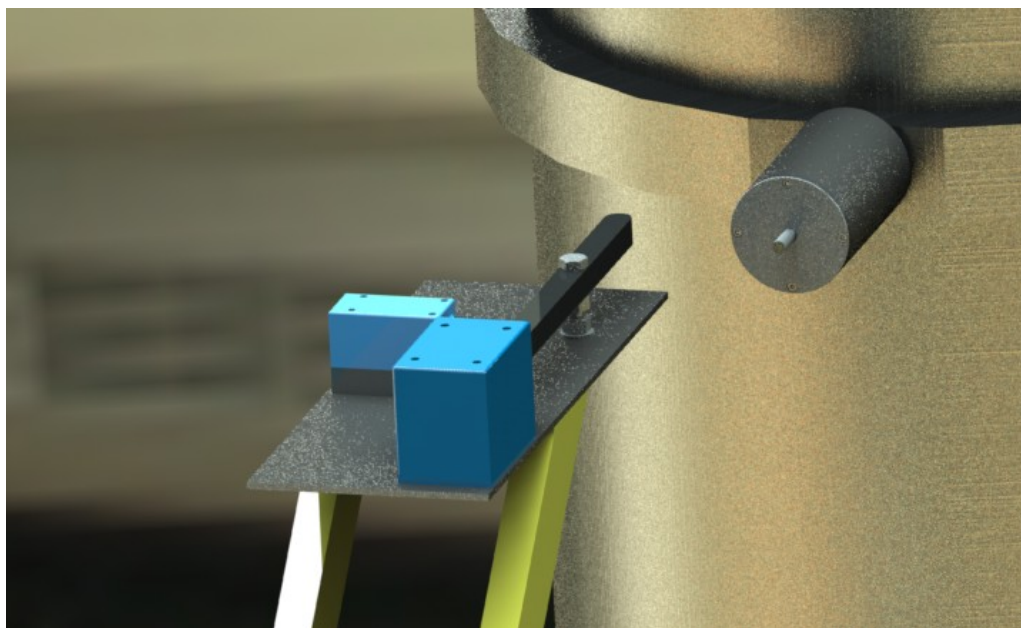


Figur 7-3: *Figuren viser et von Mises spenningsplott av pendelen, lokket og en glideskive. Ser her at spenningskonsentrasjonen er høyest rundt skruene. Dette skyldes hovedsakelig forspenningen av skruene. Fjæren er lagt til som "spring connector" (markert med lyseblått på figuren). Den største spenningen opptrer her rundt de forspente skruene. Von Mises spenning her er 163 N/mm² på det meste.*

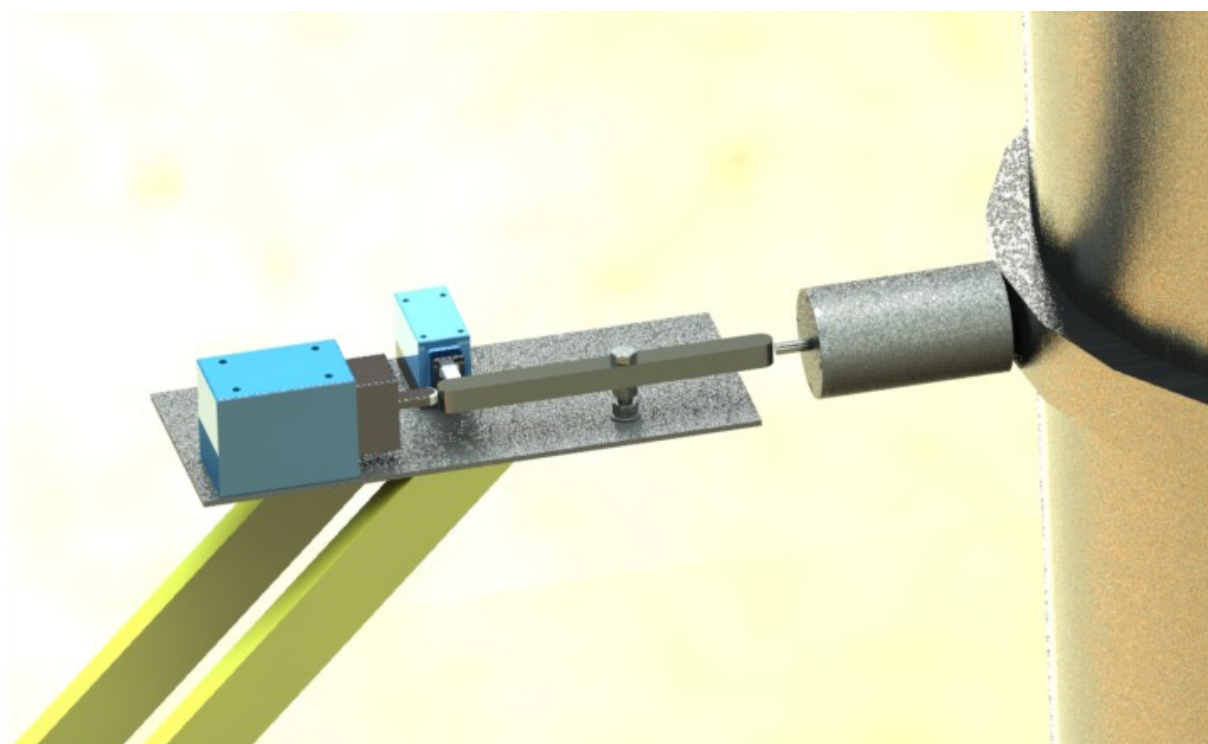
Håndberegning viser gjennomsnittlig spenning under skruhodet, der A er arealet under skruhodet (etter ISO 4762) og F er kraft skruen utsettes for (beregnet under kapittel 4.5):

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4039 \text{ N}}{\pi(3,5^2 - 2^2) \text{ mm}^2} = \underline{164 \text{ N / mm}^2}$$

8 PRESENTASJON AV LØSNINGEN



Figur 8-1: *Pendelsammenstillingen og utløsermekanismen rendert i SolidWorks. Pendelen er her montert på klemringen.*



Figur 8-2: *Rendert framstilling av rusevernet like før pendelen slår til utløserarmen.*

9 MONTERINGSANVISNINGER

9.1 PENDELSAMMENSTILLINGEN

Pendelhuset skrues fast til monteringsringen og festes til akslingen med tiltrekkingsmomentet beskrevet i kapittel 4.

Pendelbolten, glideskiver og en eventuell vektskive monteres sammen med muttere. Dersom det ikke benyttes en større vektskive må to glideskiver benyttes slik at føringen av pendelbolten skjer korrekt.

Videre settes sammenstillingen av pendelbolten inn i pendelhuset. Fjæren settes på plass. Lokket monteres med fire stk. skruer og forspennes.

9.2 UTLØSERMEKANISMEN

Hydraulikkventil og elektrisk bryter skrues fast til monteringsplaten.

Skruen som holder utløsermekanismen sammen skal strammes til med et moment som er minst like stort som det momentet beregnet i kapittel 4. Fordi det er vanskelig å beregne det korrekte momentet som trengs, pga. ukjent friksjon i forbindelsen, må koblingen strammes slik at kraften på den elektriske bryteren opprettholdes, men ikke mye strammere. Deretter punktsveises mutterne fast som anvist på arbeidstegning R-0. Dette for å sikre det at tiltrekkingsmomentet opprettholdes og at sammenstillingen "plomberes".

Utløsermekanismen monteres slik at utløserarmen er 1,9 mm fra pendelen.

9.3 KALIBRERING

For å kalibrere rusevernet benyttes justeringsmulighetene på bolten. Ved å skru pendelbolten utover (fra akslingen) flyttes boltens tyngdepunkt "utover" samtidig som at avstanden mellom pendelen og utløsermekanismen blir mindre. Juster gjengestangen 0,5 omdreininger av gangen.

10 ØKONOMI

Under beregnes kostnadene for å fremstille en prototype av rusevernet (per mai 2011). Arbeidstimer tilknyttet framstillingen av denne rapporten er også inkludert. Antall arbeidstimer for fremstillingen av prototype og egenarbeid lagt i rapporten er basert på et anslag.

	Dimensjoner	Beskrivelse	Leverandør	pris ex. Mva	
Pendelsammenstilling					
Gjengestang	M16x330	A2/A4	Tingstad	kr	44
Stangstål (bolt)	Ø90. 200mm	EN 1.4301	Norsk Stål	kr	400
Fjær		EN 10089	Lesjøfors	kr	177
Monteringsplaten	5 X 1000 X 2000	s235JR	Norsk Stål	kr	1 500
Glideskive	3 X 1000 X 2000	EN 1.4301	Norsk Stål	kr	1 645
Utløsermekanisme					
Utløserarm	-	EN 1.4301	Norsk Stål	kr	-
Skruer, muttere og skiver	M4, M8	A2	Biltema	kr	200
Mikrobryter	GLAC01C	-	RS components	kr	346
Hydraulikkventil	3WMR10B3X	-	Bosch	kr	4 000
sum materialkostnader				kr	8 312

Arbeid	Antall	Enhet	Pris	Total Pris	
Eget arbeid:					
Konseptutredning	150	Timer	550	kr	82 500
Styrkeberegning	150	Timer	550	kr	82 500
Fremstilling av rapport	350	Timer	550	kr	192 500
Verkstedtegninger	30	Timer	550	kr	16 500
Sum eget arbeid	680			kr	374 000
Eksternt arbeid					
Verkstedarbeid	8	Timer	600	kr	4 800
Kalibrering og montering	5	Timer	600	kr	3 000
Sum eksternt arbeid				kr	7 800

Total kostnad for prototype	kr	390 112
------------------------------------	----	---------

I Vedlegg 6 finnes innhentede priser fra utvalgte leverandører.

10.1 KOMMENTARER TIL KOSTNADSBEREGNINGENE

Materialkostnadene vil synke når en produserer flere enn ett eksemplar av rusevernet. Kvantumsrabatter og bedre materialutnyttelse vil bidra til lavere kostnader.

Prisen på monteringsplaten er for den minste platen som leverandøren leverer. Dette stålet benyttes også i utløserarmen. Dette er prisen på en langt større plate enn det som er nødvendig for ett rusevern.

Det minste partiet fra fjærprodusenten er på 10 eksemplarer. Prisen som er oppgitt er for 1 stk. fjær og uten porto.

Antall timer verkstedet benytter på å fremstille prototypen er som nevnt tidligere et anslag innhentet fra verkstedet ved Universitetet for miljø- og biovitenskap ^[48]. Verkstedet vil benytte langt mindre tid per enhet dersom et større parti produseres.

10.2 ØKONOMISK SAMMENLIKNING

RPH budsjetterer med en kostnad på 78.000 kr per rusevern som produseres ved deres verksted. Mesteparten av kostnadene er arbeidstimer tilknyttet fremstilling og spesialtilpasninger.

Budsjettet i begynnelsen av kapittelet viser at direkte materialkostnader tilknyttet rusevernet kommer på ca. 8200 kr. Direkte eksternt arbeid tilknyttet tilvirkning og montering/kalibrering kommer på anslagsvis 7800 kr. Rusevernløsningen utviklet i rapporten må tilpasses av konstruktør til hvert vannkraftverk. Dette arbeidet antas å ta 3t og koste 3000 kr (med timesats 1000 kr).

Nytt budsjett for framstillingen av ett rusevern kommer på anslagsvis:

Materialkostnader	kr	8 200
Eksternt arbeid	kr	7 800
Spesialtilpasninger	kr	3 000
sum	kr	19 000

Beregningene viser at en potensiell besparelse på kr 58.000 (78 %) er mulig med den nye løsningen.

11 PROSESSEVALUERING

Etter å ha produsert oppgaven ser jeg at det er en del ting som kunne ha vært gjort annerledes eller på et tidligere tidspunkt for å effektivisere arbeidet. Eksempelvis kunne en mer omfattende undersøkelse rundt eksisterende rusevernløsninger brukt i andre kraftverk (ikke bare Rainpowers eksisterende løsninger) vært innhentet. Flere eksisterende rusevernløsninger kunne gitt et bedre sammenligningsgrunnlag og inspirasjon til ny løsning.

Konseptualiseringsdelen av rapporten ble utført etter Stuart Pughs model. Dette er noe som fungerte veldig godt da det systematiserte fremgangsmåten for utvelgelse av konseptløsningen. Videre ga arbeidet med å framstille klassifikasjonstrærne (Figur 3-1 og Figur 3-2) og "tankekartet" (Figur 3-12) god oversikt i utviklingen av løsningene.

Når det kommer til selve utformingen av rusevernet kunne flere standardkomponenter blitt brukt for å redusere antall verkstedtimer nødvendig for å framstille rusevernet. Et eksempel på dette er i pendelsammenstillingen. Her kunne det vært forsøkt å benytte en standard rørdimensjon på pendelhuset og tilpasse resten av pendelsammenstillingen etter dette.

Videre når det gjelder til rusevernets funksjon er det noe usikkerhet rundt hvor nøyaktig rusevernet egentlig er og hvor mye kalibrering som er nødvendig etter at sammenstilling av delene er utført. Kalibreringsmetoden kan være noe knotete da en må av med lokk og ut med innmaten for å kalibrere. En bedre konseptualisering av ulike kalibreringsmetoder ville muligens fått frem bedre løsninger.

12 KONKLUSJON

Det er utviklet et nytt rusevern for Rainpower Hymatek AS fordi deres eksisterende løsning er kostbar å spesialtilpasse og fremstille. Det er gjennomført et litteraturstudie og konseptualisering, hvor eksisterende løsninger og ulike konseptalternativer er utarbeidet og vurdert.

Videre er det kommet frem til en mekanisk konstruksjonsløsning bestående av en roterende pendelsammenstilling og en stasjonær utløsermekanisme. Disse konstruksjonsløsningene er videreutviklinger av eksisterende løsninger.

For det valgte konstruksjonsløsningen er det gjennomført nødvendige beregninger. Løsningen er også universell i den forstand at den kan benyttes på vannturbiner i størrelsesorden illustrert i Tabell 12-1, med relativt enkle tilpasninger.

Tabell 12-1: Disse to kraftverkene representerer ytterpunkter når det gjelder akseldiameter og utløserturtall.

Kraftverk	Akseldiameter (mm)	Driftsturtall (o/min)	Utløserturtall (o/min)
Nedre Vinstra	347	500	750
Bavona	670	150	225

Beregninger indikerer at konstruksjonsløsningen utviklet i rapporten er betraktelig mer kostnadseffektiv sammenlignet med RPHs eksisterende løsninger. En potensiell besparelse på 58.000 kr (75 %) er beregnet. Det anbefales derfor å utvikle denne rusevernløsningen videre på bakgrunn av dette. Videre testing og kontroll av løsningens reguleringsnøyaktighet er nødvendig.

12.1 FORBEDRINGER OG VIDERE ARBEID

- Fremstilling av en prototype for testing er nødvendig med tanke på kontroll av reguleringsnøyaktigheten.
- Se på mulighet for å lage et beskyttelsesdeksel til rusevernet. Pendelen roterer med en høy hastighet og det kan være ønskelig å skjerme den roterende pendelsammenstillingen av sikkerhetsmessige grunner.

- Se på mulige løsninger tilknyttet innfestningen (monteringsringen/klemringen) mellom pendelsammenstilling og aksling. Dette spesiallages til hvert vannkraftverk og det bør undersøkes om det kan utvikles en universal løsning.
- Hydraulikkventilen er den største utgiftsposten når det gjelder kostnader tilknyttet materiale og komponenter. Her kan en forsøke å finne andre leverandører av ventiler som tilfredsstillende de samme spesifikasjonene (det er blitt forsøkt å innhente priser fra en ventilleverandør av Hawe ventiler).
- Videre utvikling av exceldokumentet som beregner tyngdepunkt og volum til vektskiven, slik at en raskere kan gjøre beregninger på hvilken vektskive som er nødvendig.
- Videre vurderinger om en sikkerhetsfaktor på overkant av 1,8 for festeskruen er tilstrekkelig.
- Undersøke mulighetene for å forbedre kalibreringssystemet til pendelen slik at det går raskere å kalibrere rusevernet.
- Beskrivelse av hydraulikksystemet og det elektriske systemet som utløsermekanismen skal kobles mot må beskrives.

13 REFERANSER

Skriftlige kilder:

- [1] Rainpower ASA. (2009). Årsrapport 2009. 5 s.
- [3] Rainpower ASA. (2008). Pressemelding: Norsk vannkraftteknologi styrkes ytterligere. Kjeller. 2 s.
- [4] Bøe, J. K. (2007). Teknisk innovasjon og nyskaping - Fra vismenn til oppdagere til idéutvikling og prosjektplanlegging. Ås. 267 s.
- [5] Haugen, F. (2003). Praktisk reguleringsteknikk. Trondheim: Tapir akademisk forl. 278 s.
- [6] Dahlvig, G. (1995). Energiteknikk. Oslo: Universitetsforl. 304 s.
- [9] Botnen, L., Jenssen, H. E. & Vogt-Svendsen, C. (2008). Turbiner og turbinregulering: forutsetninger for typevalg, drift og vedlikehold. Oslo: Elforl. 272 s.
- [10] Vogt-Svendsen, C. (1998). Vannveien: fra dam til energiverk. Oslo: Elforlaget. 209 s.
- [11] Flade, B., Bachk, D. & Holmqvis, E. (2010). Veileder i planlegging, bygging og drift av små kraftver, b. 1. Oslo: Norges vassdrags- og energidirektorat. 137 s.
- [12] Tuft, B. (2011, 07.02). Batterihavari i Finndøla kraftverk. Brannforum, Kristiansand, s. 17.
- [13] Tesaker, O. (2011). Når minikraftverket "Løper løpsk"! Havarier, skader i fordelingsnettet. Kristiansand. 7 s. Upublisert manuskript.
- [14] Kjølle, A., Nielsen, T. K., Dahlhaug, O. G., Bjørnsgaard, A., Brekke, H. & Eldstad, I. (2007). Veileder i kvalitetssikring av små vannturbiner. Trondheim: Norges vassdrags- og energidirektorat. 190 s.
- [15] Berry, J. (2009). Safety Systems for Hydraulic Turbines. 21st African Hydro Symposium, Windhoek Namibia, s. 25.
- [17] Lathan, C. (1998). Construction Mechanic Basic, b. 1: NAVAL Education and Training Professional Development and Technology Center. 312 s.
- [18] Bøe, J. K. (2005). Traktorer og basismaskiner. Ås. 416 s.
- [19] Simpson, A. (2006). Diesel Engine Handbook: The Royal Yachting Association. 91 s.
- [20] Halowell, R. R. (2000). Engineman 3rd Class: NAVAL Education and Training Professional Development and Technology Center. 413 s.
- [21] Pratap, P. (1984). Overspeed trip mechanism. United State. 4 s.
- [22] Brautaset, K. (1983). Innføring i oljehydraulikk. [Oslo]: Universitetsforl. 340 s.

- [23] Götz, W. (1989). Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves Theory and Application. Stuttgart: Dept. for Technical Publications. 149 s.
- [24] Syrjämäki, G. (1995). Bilteknikk: motor. Oslo: Universitetsforlaget. 285 s.
- [26] Rainpower ASA. (2009). Brukermanual TUVA 10. A utg. Oslo. 13 s.
- [27] Stoker, H. S. (2011). Introduction to chemical principles. Boston: Prentice Hall. 800 s.
- [31] Rayleigh, J. W. S. L. (1877). The theory of sound. London: Macmillan. 2 b. s.
- [33] Kværner. (1988). Vannkraft: del 1 vannveien, luker og rør. Vannkraft. Oslo: Kværner, 1985-88. 198 s.
- [34] Ulrich, K. T. & Eppinger, S. D. (2003). Product design and development. Boston: McGraw-Hill. 366 s.
- [35] Maskinsikkerhet: nødstopputstyr, funksjonelle aspekter: konstruksjonsprinsipper. (1992). Oslo: NSF. 9 s.
- [36] LesjöforsAB. (2010). Produktkatalog, 13: Lesjöfors AB.
- [37] Dahlvig, G., Christensen, S. & Strømsnes, G. (1991). Konstruksjonselementer. Ås: Yrkesopplæring. 486 s.
- [38] Kjelstadli, K. (2010). Diverse bilder av rusevernsløsninger. Bryn.
- [43] Hibbeler, R. C. (2008). Mechanics of materials. Upper Saddle River, N.J.: Pearson Prentice Hall. 910 s.
- [44] Johannessen, K. (2001). Konstruksjonsteknikk. Bergen: Fagbokforl. 352 s.
- [45] Honeywell. (2006). Switches and Custom Controls. Inc, H. I. (red.). Minneapolis: Honeywell.
- [46] BoshRexroth. (2010). 4/3, 4/2 and 3/2 directional valve with mechanical, manual and fluidic actuation. Lohr am Main: Bosch Rexroth AG.
- [47] Tingstad. (2000). Teknisk Katalog.

Andre kilder:

- [2] Rainpower ASA. (2011). Organisasjonskart. Tilgjengelig fra: <http://rainpower.no/nb/om-rainpower/ansatte-og-organisasjon/organisasjonskart> (lest 01.04.2011).
- [7] USArmyCorpsOfEngineers. (2009). Generators and Exciters. Portland. Tilgjengelig fra: http://www.nwp.usace.army.mil/HDC/edu_genexcit.asp (lest 04.03.2011).
- [8] Heggstad, R. & Lundby, L. (2010). Vannkraftmaskin. Tilgjengelig fra: <http://www.snl.no/vannkraftmaskin> (lest 04.03.2011).

- [16] Ray, R. W. (2010). Restoring Sayano-Shushenskaya. Tilgjengelig fra: <http://www.renewableenergyworld.com/rea/news/article/2010/03/restoring-sayano-shushenskaya> (lest 16.02).
- [25] MilwaukeeElectricToolCorporation. (2011). Sawzall. Brookfield. Tilgjengelig fra: <http://www.milwaukeetool.com/Sawzall/SawzallHome.aspx> (lest 01.03.2011).
- [28] Endress+Hauser A/S. (2009). Flow measurement - Selection guide. Tilgjengelig fra: https://portal.endress.com/wa001/dla/50000985217/000/04/CP001DEN_0310.pdf (lest 18.02).
- [29] Endress+HauserA/S. (2010). Products for flow measurement - Vortex flowmeters. Tilgjengelig fra: <http://www.products.endress.com/vortex> (lest 20.03.).
- [30] EncyclopædiaBritannicaInc. (2011). Theodore von Kármán. Tilgjengelig fra: <http://www.britannica.com/EBchecked/topic/312519/Theodore-von-Karman> (lest 24.03.).
- [32] Endress+HauserA/S. (2010). Products for flow measurement - Ultrasonic flowmeters. Tilgjengelig fra: <http://www.products.endress.com/ultrasonic> (lest 20.03.).
- [39] Dang, T. M. (2011). Samtale med siv.ing. Kristoffer Kjelstadli. Bryn (Samtale 03.03.2011).
- [40] NorskStålAS. (2010). Varekatalog. Tilgjengelig fra: www.norskstaal.no (lest 01.05.2011).
- [41] Kjelstadli, K. (2011). Div informasjon om rusevern - mail. Bryn (08.04.2011).
- [42] Dang, T. M. (2011). Veiledning med Kristoffer Kjelstadli. Bryn (Samtale 14.04.2011).
- [48] Dang, T. M. (2011). Samtale med verkstedet ved Universitetet for miljø- og biovitenskap. Ås (Samtale 13.05.2011).

14 VEDLEGGLISTE

	Side:
Vedlegg 1: Begreper tilknyttet kraftverk.....	99
Vedlegg 2: Dimensjoneringsdiagram for skruer ^[37]	101
Vedlegg 3: Utmattingsdiagram/Smith-diagram for utmatting av skruer ^[37]	101
Vedlegg 4: Konstruksjonstegninger tilpasset kraftverket Nedre Vinstra.	102
Vedlegg 5: Utvalgt informasjon om mikrobryteren. Ytre mål og operasjonskrefter ^[45]	103
Vedlegg 6: Utvalgte komponentpriser.	104
Vedlegg 7: Beregninger på kraftverket Bavona	106
Vedlegg 8: Utskrift fra SolidWorks "Mass properties": Ny pendel for Nedre Vinstra.....	107
Vedlegg 9: Utskrift fra Solidworks "Mass properties": Pendelen - Bavona	107
Vedlegg 10: Nedre vinstra - nye beregninger.....	107
Vedlegg 11: Bavona med målsøking - nye beregninger	108
Vedlegg 12: CD.....	109

Vedlegg 1: Begreper tilknyttet kraftverk

Varegrinden, er en grind som skal forhindre skader på ventilene og turbinen ved å forhindre at større gjenstander kommer inn i turbinsystemet.

Finvaregrind, Denne grinda har en mindre avstand mellom grindstavene og skal fange opp mindre gjenstander som stein som har blitt med gjennom tilløpstunnelen.

Inntaksluke, er en luke som kan åpnes for å fylle tilløpstunnelen og trykksjakten. Denne lukkes når det utføres inspeksjon, service og oppgraderinger på tilløpstunnelen og svingesjakta.

Svingesjakta, sørger for at trykkstøt og trykksvingninger ikke overstiger referanseverdien.

Sandfanget, er et basseng som har som oppgave å fange opp sand. Sandfanget kan på denne måten redusere erosjon på mekaniske deler i ventiler og turbin.

Rørbruddsventil, Dette er en automatisk ventil som skal stenge dersom farten på vannet overstiger en viss verdi. Ved et eventuelt rørbrudd vil denne ventilen kunne forhindre store skader på rør eller turbinrom. Denne ventilen stenges også av dersom det skal utføres vedlikehold. Vakuumventilen sørger for kontrollert tømning/fylling av trykksjakten.

Trykksjakten, er sammenkoblingen mellom rørbruddsventilen og kuleventilen.

Kuleventilen, har som oppgave å isolere turbinen når den ikke er i bruk.

Turbinen, se kapittel 2.2

Polpar, En magnet har to poler. Antall polpar er avhengig av motorens viklinger.

Sugerøret, er en innretning som skal sørge for at en unngår tap i fallhøyde mellom turbin og undervann. Røret sørger for at vannet blir sugd gjennom turbinen og ned i undervannet.

Sugerørsluka, er en ventil som en kan stenge dersom en ønsker å isolere turbinen og sugerøret fra undervannet.

Avløpssvingesjakta, har samme oppgave som svingesjakta, den sørger for at trykkstøt og trykksvingninger ikke overstiger referanseverdien. I tillegg skal avløpssvingesjakta sørge for høyt overtrykk i sugerøret dersom pådraget til turbinen øker for fort.

Ledeapparatet, er vanligvis et regulerbart system som regulerer retningen på vannet i forhold til løpehjulet. Finnes på francis – og kaplandturbiner.

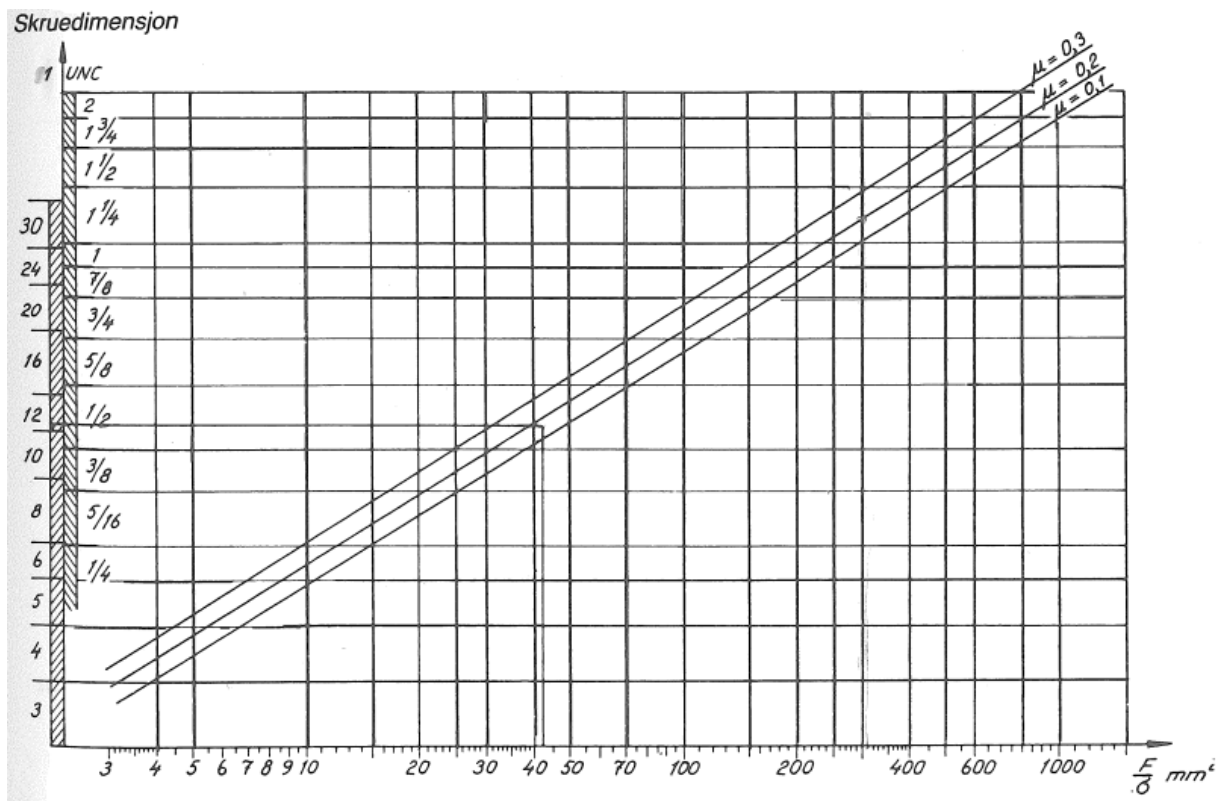
Løpehjulet, er et hjul med skovler som er festet til turbinakslingen. I løpehjulet blir vannets stillingsenergi omdannet til mekanisk effekt som igjen overføres til generatoren via turbinakselen.

Vannveien, er ledningssystemet som fører vannet fra inntaket og frem til turbinen, og deretter bort fra turbinen.

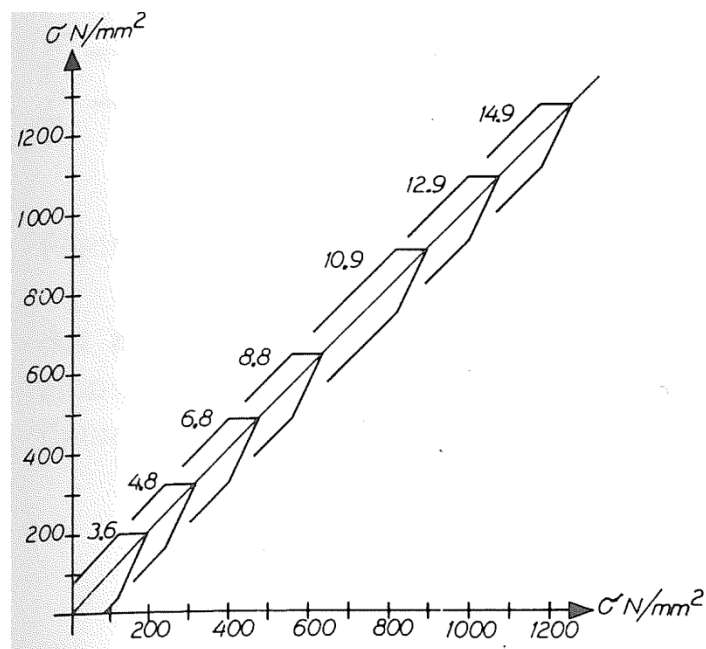
Turbinregulator, har en følerenhet som overvåker frekvensen på strømmen "ut" av generatoren (nettfrekvensen).

Hurtigstopp, vannet inn til løpehjulet stoppes så hurtig som mulig, men på en kontrollert måte.

Vedlegg 2: Dimensjoneringsdiagram for skruer [37].



Vedlegg 3: Utmatningsdiagram/Smith-diagram for utmatting av skruer [37].



Fasthetsklassen er angitt på figuren.

Vedlegg 4: Konstruksjonstegninger tilpasset kraftverket Nedre Vinstra.

Sammenstilling av rusevernet

Tittel	Tegningsnummer
Rusevernet	-

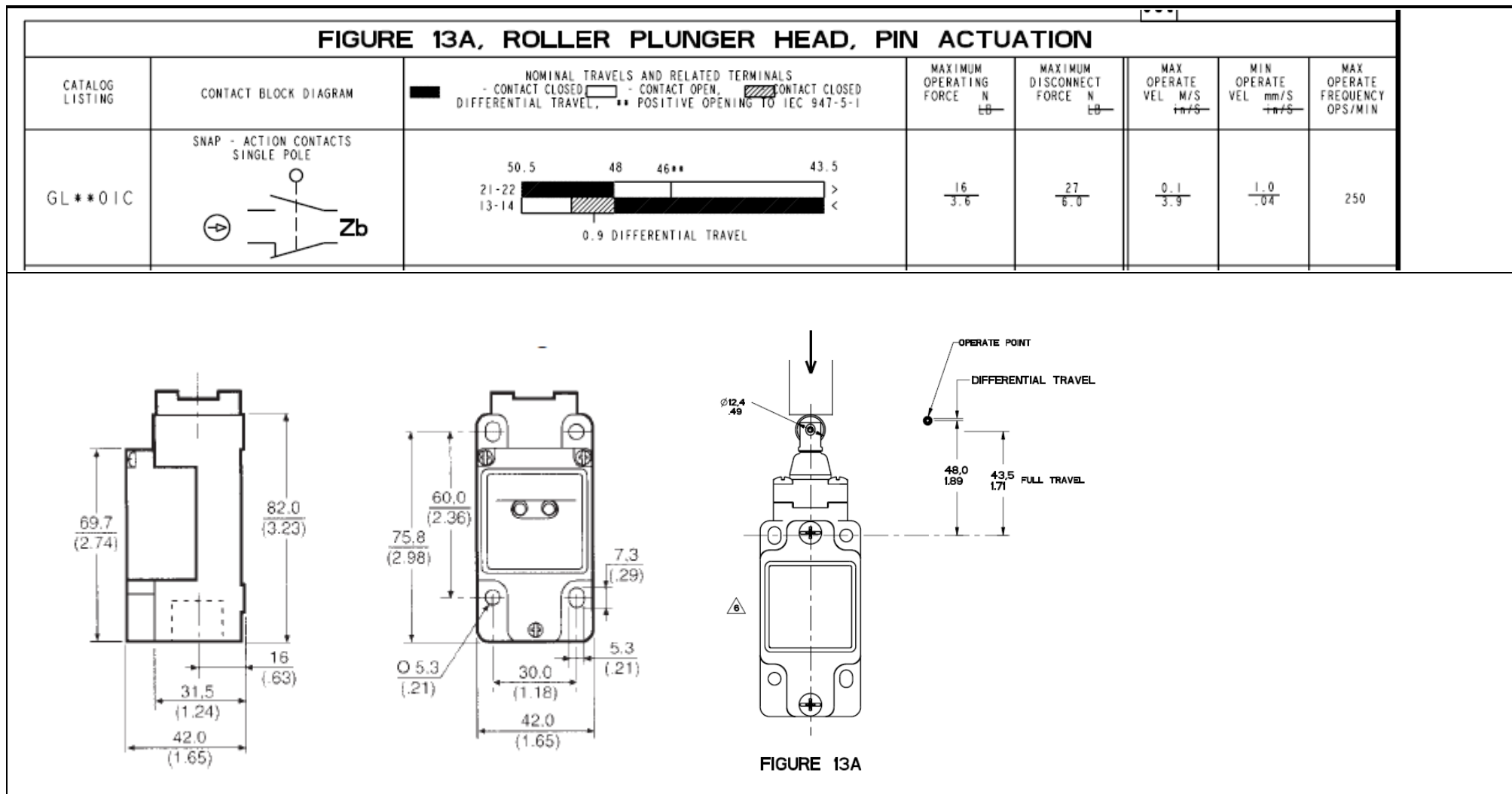
Utløsermekanisme

Tittel	Tegningsnummer
Sammenstilling	R-0
Monteringsplate	R-1
Utløserarm	R-2
Monteringsbrakett	R-3

Pendelsammenstilling

Tittel	Tegningsnummer
Sammenstilling	T-00
Eksplodert visning	T-0
Lokk	T-1
Glideskive	T-2
Pendelhus	T-3

Vedlegg 5: Utvalgt informasjon om mikrobyteren. Ytre mål og operasjonskrefter [45].



Vedlegg 6: Utvalgte komponentpriser.

Fra: Thanh M. Dang [mailto: R901223748]
Sendt: 6. mai 2011 11:28
Til: Spone Unni (DCNO/SVC)
Emne: Re: VS: VS: pare parts for: MH2FAHR18?

Hei Unni,

Jeg skulle gjerne ha visst prisen på en 3WMR10B3X. Har du mulighet til å hjelpe meg med dette?

Vennlig hilsen

Thanh

Safari Artin (DCNO/SET) <ARTISAF@boschrexroth.no> 6 May 2011 12:27
To: "Thanh M. Dang" <thanh.m.dang@gmail.com>

Hei,

R900504622 3WMR 10 B3X/ Bruttopris 3945,- UMB rabatt 30%
3 arbeidsuker fra Tyskland

Ha en fin dag!

Best regards/Med vennlig hilsen

Artin Safari
Sales Support

Bosch Rexroth AS

Thanh M. Dang <thanh.dang@student.umb.no>
To: info.ske@lesjoforsab.com

6 May 2011 14:27

Hei,

Kan dere hjelpe meg med pris på følgende trykkfjær med artnummer: 2753. Ordre på 10-100.

Vennlig hilsen
Thanh Dang
tlf: 97679766

Aas AnnaMarit <annamarit.aas@lesjoforsab.com>
To: "Thanh M. Dang" <thanh.dang@student.umb.no>

6 May 2011 14:59

Hei

Våre priser er antallsbasert.

Prisene under er pris pr stk. eks mva, ved kjøp av xxx antall.

Antall	Pris.
10 stk	177,00
20 stk	152,00
30 stk	131,00
40 stk	114,00
50 stk	102,00
75 stk	89,70
100 stk	77,30

Postforsendelse kommer i tillegg.

Med vennlig hilsen

Anna Marit Aas

LESJØFORS AS

Vedlegg 7: Beregninger på kraftverket Bavona

Bavona		
Ruseturtall	225	o/min
Akseldiameter	670	mm
Data:		
	Diameter	Lengde
Bolt	10	173
Stoppskive	72	3
Vektskive	72	65,08
-reduksjon	10	3
-reduksjon 2	10	65,08
Boltens volum		
Bolt	13587,39	mm ³
Stoppskive	12214,51	mm ³
Vektskive	264991,01	mm ³
-reduksjon	-235,62	mm ³
-reduksjon 2	-5111,71	mm ³
Sum	285445,59	mm ³
Boltens masse		
tetthet	8	
masse	2283,56	g
		2,26 kg
Tyngdepunkt fra x		
Bolt	1175309,08	
Stoppskive	614392,45	
Vektskive	6626922,29	
-reduksjon	353,43	
-reduksjon 2	166346,03	
sum(XV)	8249924,36	
Tyngdep. Fra x:	28,90	mm
Monteringsring	25	mm
Tyngdepunkt fra akslingen	53,90	
Boltens TP til akselsentrum		
rtp	388,9	mm
		0,389 m
Sentripetalkraften på bolten:	495,3	N

Vedlegg 8: Utskrift fra SolidWorks "Mass properties": Ny pendel for Nedre Vinstra.

Mass properties of ny pendel (Assembly Configuration - Pendelen)

Output coordinate System: -- default --

Mass = 306,37 grams

Vedlegg 9: Utskrift fra Solidworks "Mass properties": Pendelen – Bavona

Mass properties of ny_pendel (Assembly Configuration - Bavona)

Output coordinate System: -- default --

Mass = 2430.82 grams

Vedlegg 10: Nedre vinstra - nye beregninger

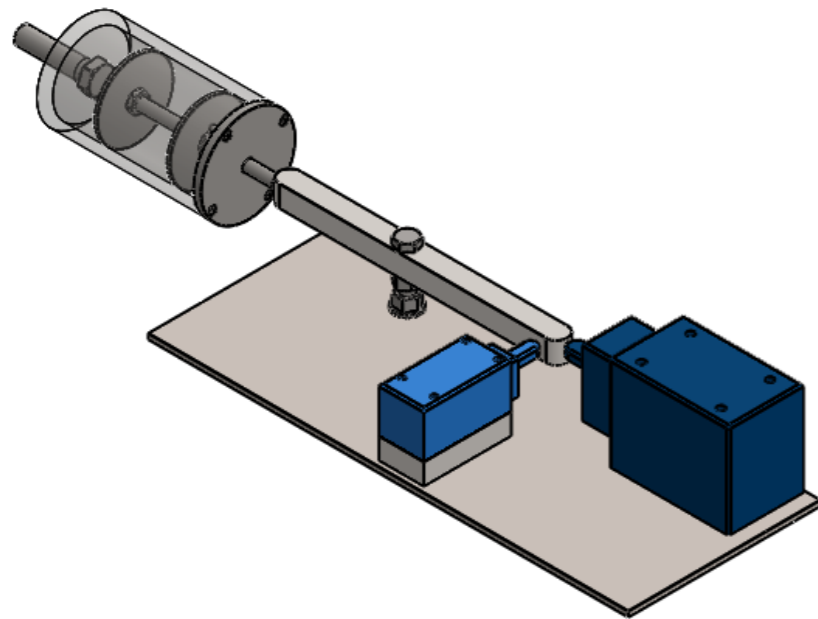
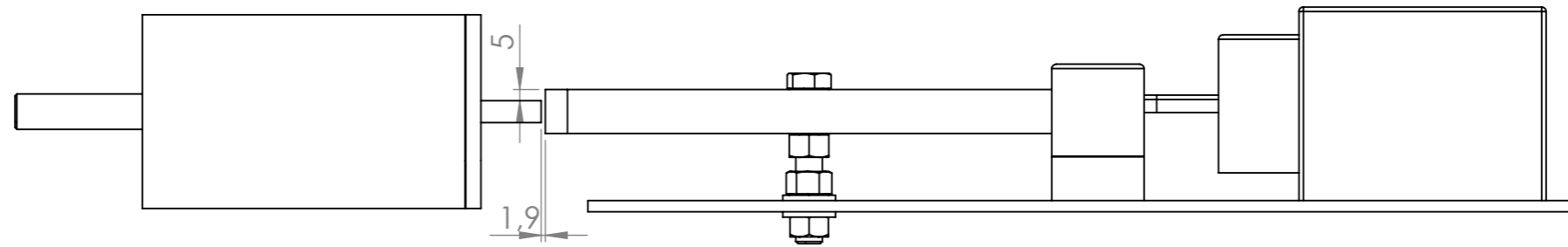
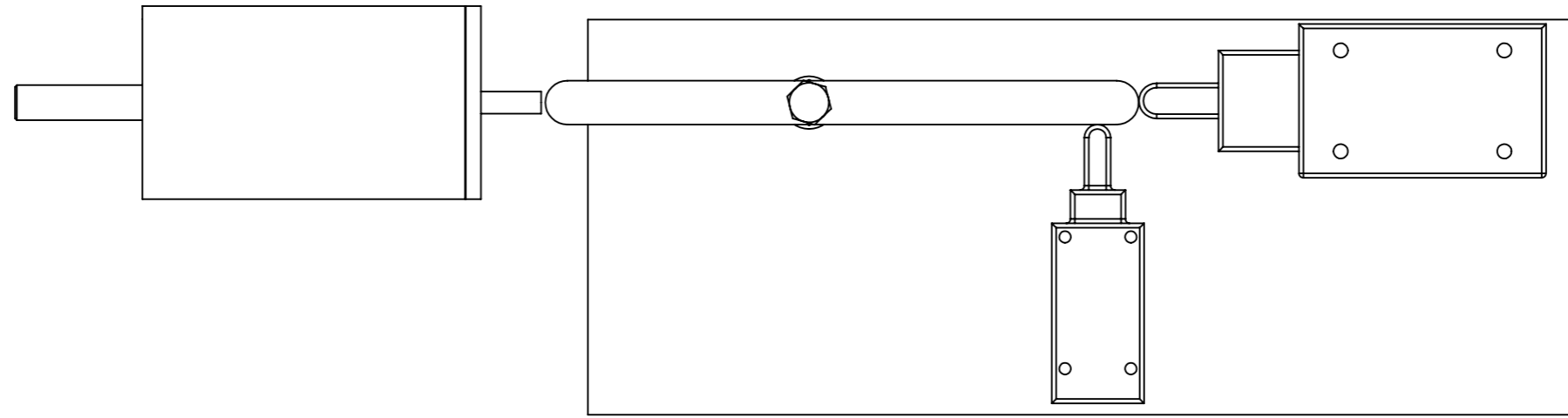
Nedre vinstra

Ruseturtall	750	o/min	
Akseldiameter	347	mm	
<u>Boltens volum</u>	38296,00	mm ³	
<u>Boltens masse</u>			
tetthet	8		
masse	306,368	g	0,306368 kg
<u>Tyngdepunkt fra x</u>			
Tyngdep. Fra x:	63,40	mm	
Monteringsring	25	mm	
Fra pendel til flens	29		
Tyngdepunkt fra akslingen	117,4		
Boltens TP til akselsentrum	rtp	290,9 mm	0,291 m
Maks forflytning bolt		1,8 mm	0,0018 m
Sentripetalkraften på bolten ved rusing:	553,2	N	

Vedlegg 11: Bavona med målsøking – nye beregninger

Bavona med målsøking			
Ruseturtall	225	o/min	
Akseldiameter	670	mm	
Data:			
	Diameter	Lengde	
Bolt	10	153	
Stoppskive	71	3	
Vektskive	71	71,61	
-reduksjon	10	3	
-reduksjon 2	10	71,61	
Boltens volum			
Bolt	12016,59	mm ³	
Stoppskive	11877,58	mm ³	
Vektskive	283521,17	mm ³	
-reduksjon	-235,62	mm ³	
-reduksjon 2	-5624,30	mm ³	
Sum	301555,41	mm³	
Boltens masse			
tetthet	8		
masse	2412,443314	g	2,41244331 kg
Tyngdepunkt fra x			
Bolt	919269,28		
Stoppskive	478376,83		
Vektskive	13671016,26		
-reduksjon	353,43		
-reduksjon 2 -	201380,64		
sum(XV)	14866928,31		
Tyngdepunkt fra x total:	49,30	mm	
Monteringsring	25	mm	
Maks forflytning bolt	1,8		
Tyngdepunkt fra akslingen	76,10		
Pendelens TP til akselsentrum			
rtp	411,101	mm	0,411 m
		Målsøking	Nedre vinstra
Sentripetalkraften på boltene:	553	N	553 N

Vedlegg 12: CD



scale 1:5

Hvis annet ikke er oppgitt:
 Dimensjoner er i millimeter
 Grader skarpe kanter
 Flater maskineres til Ra=3,2
 Generelle toleranser iht.
 NS-ISO 2768-1:1990

Dato: 10.05.2011

Konstruktør/tegnet av: Thanh Minh Dang

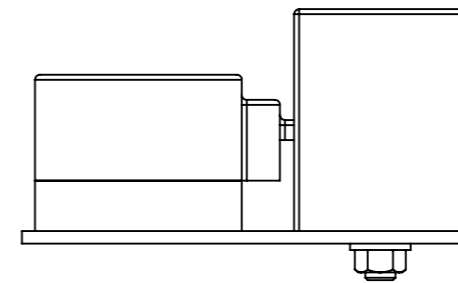
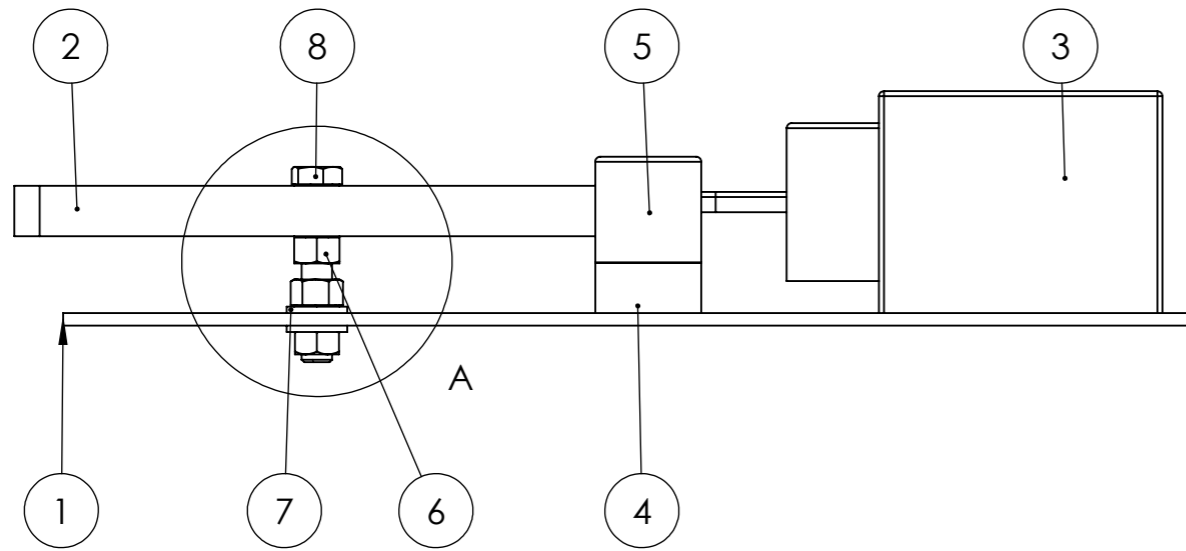
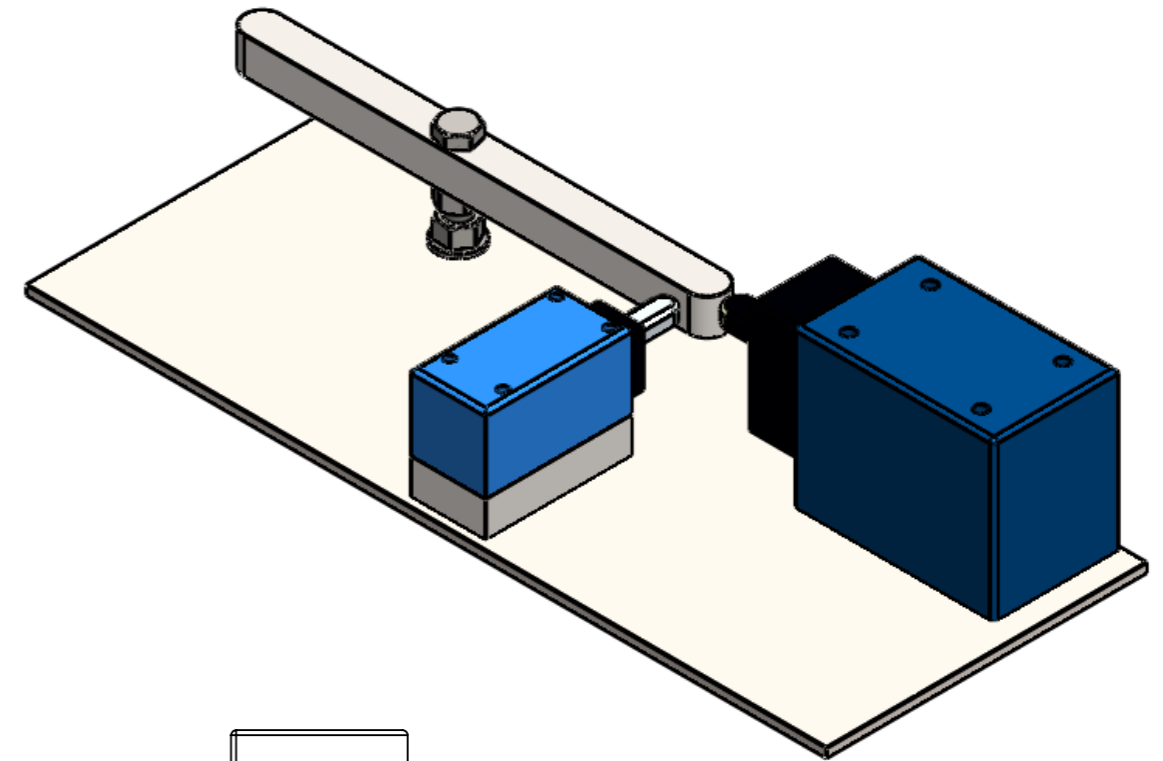
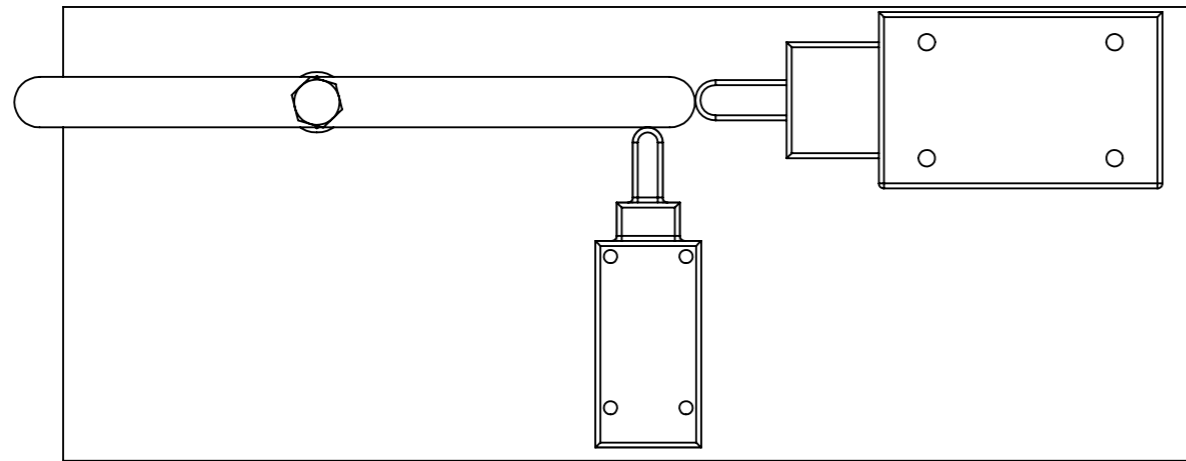
Prosjekt:
Rusevernet

Titel
Sammenstilling

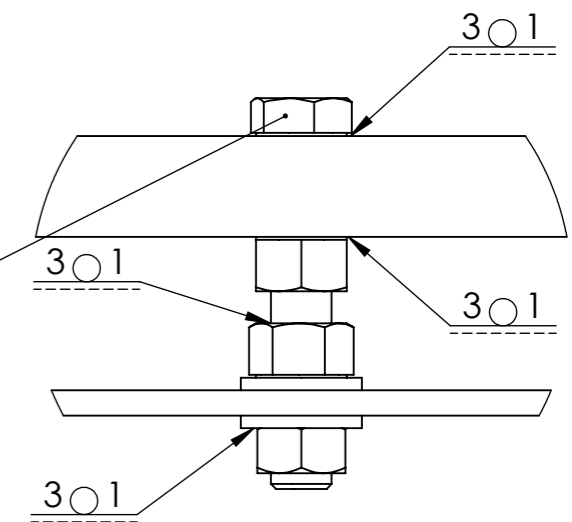
A3

SCALE:1:2

Ikke skaler tegning



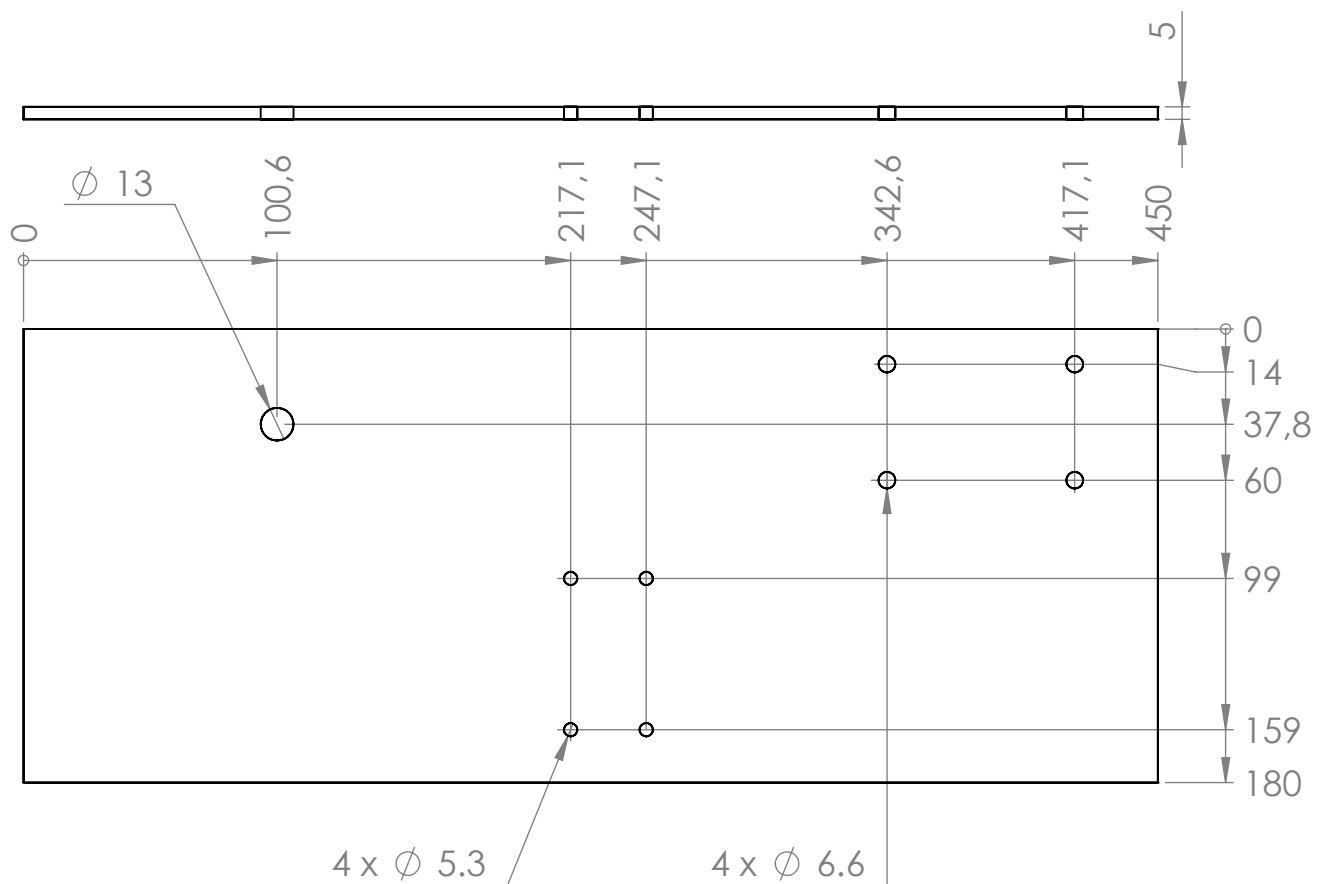
1. Skruen festes til utløserarmen med en mutter . $M= 93Nm$.
2. Utløserarm monteres så til monteringsplaten med et moment på min 1,3Nm.
Momentet skal ikke være større enn at skueforbindelsen holder igjen kraften fra bryterne.



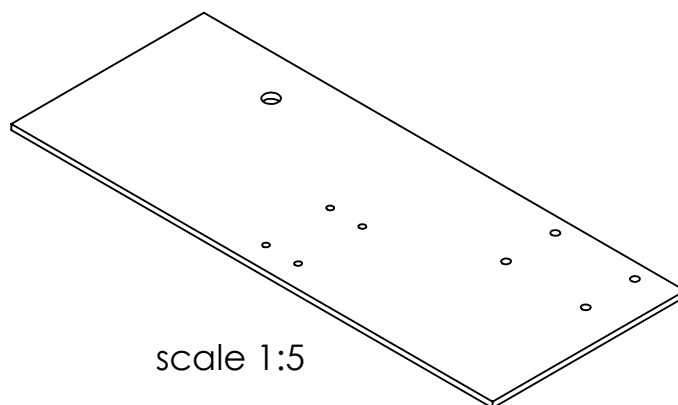
DETAIL A
SCALE 2 : 3

ITEM NO.	Navn	Beskrivelse	Antall	Tegning
1	Monteringsplate	S235JR	1	R-1
2	Utløserarm	EN 1.4301	1	R-2
3	Hydraulikkventil	Bosch, 3WMR10B3X	1	-
4	Monteringsbrakett	S235JR	1	R-3
5	Elektrisk bryter	Honeywell, GLAC01C	1	-
6	M12 - Mutter	DIN439, A2	3	-
7	M12 - Skive	DIN125, A2	2	-
8	M12x70 - skrue	DIN931, A2	1	-

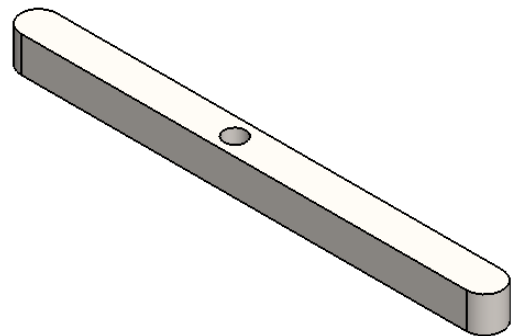
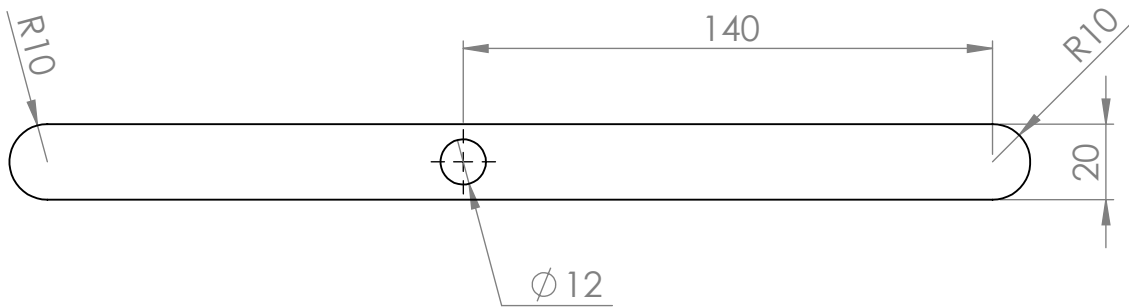
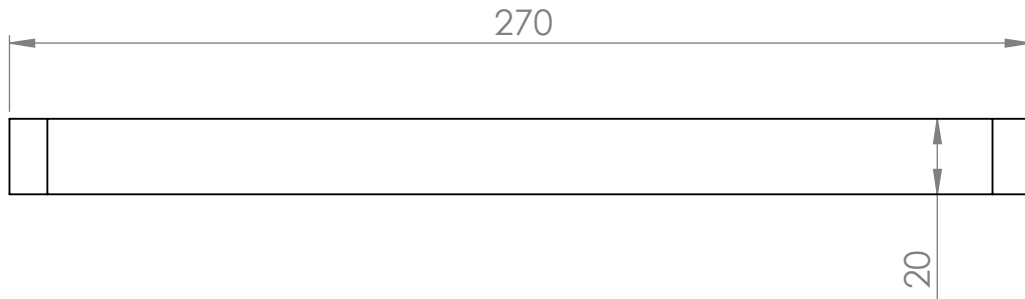
Hvis annet ikke er oppgitt: Dimensjoner er i millimeter Grader skarpe kanter Flater maskineres til Ra=3,2 Generelle toleranser iht. NS-ISO 2768-1:1990	Dato:	10.05.2011	Konstruktør/tegnet av:	Thanh Minh Dang
	Prosjekt:	Utløsermekanisme		Sammenstilling R-0
SCALE:1:2			Ikke skaler tegning	
				A3



Overflatebehandling: Grunnes



Hvis annet ikke er oppgitt: Dimensjoner i millimeter Grader skarpe kanter Flater maskineres til Ra=3,2 Generelle tilleranser i hht. NS-ISO 2768-1:1990		Dato: 11.05.2011	Tittel <h1>Monteringsplate</h1>	
MATERIALE S235JR	Konstruktør/tegner: Thanh M. Dang		Tegning nr: <h2>R-1</h2>	A4
SCALE:1:3		Ikke skaler tegning		SHEET 1 OF 1



Scale 1:3

Hvis annet ikke er oppgitt:
 Dimensjoner i millimeter
 Grader skarpe kanter
 Flater maskineres til Ra=3,2
 Generelle tilleranser i hht. NS-ISO 2768-1:1990

Dato: 11.05.2011

Tittel

Utløserarm

MATERIALE
 EN 1.4301

Konstruktør/tegner:
 Thanh M. Dang

Tegning nr:

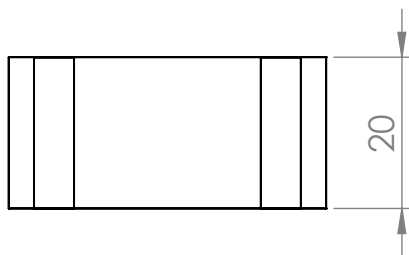
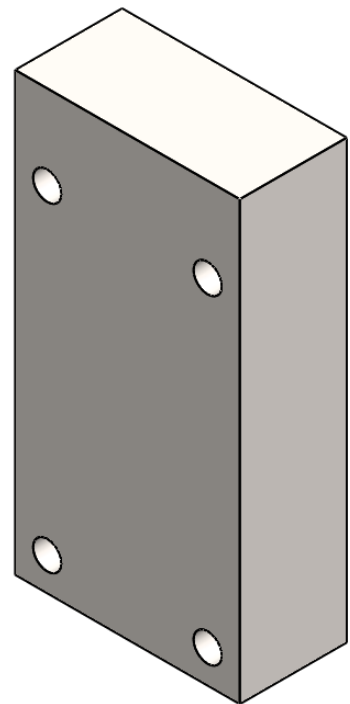
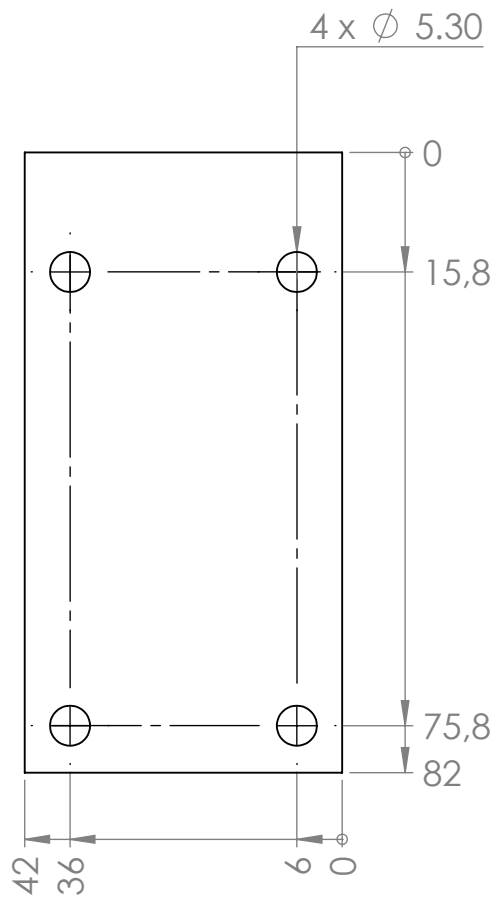
R-2

A4

SCALE:1:2

Ikke skaler tegning

SHEET 1 OF 1



Hvis annet ikke er oppgitt:
 Dimensjoner i millimeter
 Grader skarpe kanter
 Flater maskineres til Ra=3,2
 Generelle tilleranser i hht. NS-ISO 2768-1:1990

Dato: 11.05.2011

Tittel

Monteringsbrakett

MATERIALE
 S235JR

Konstruktør/tegner:
 Thanh M. Dang

Tegning nr:

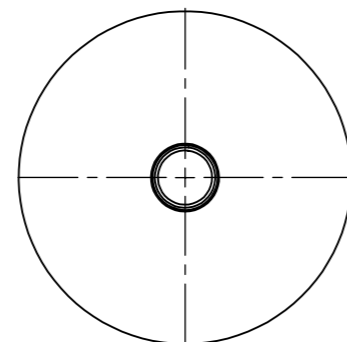
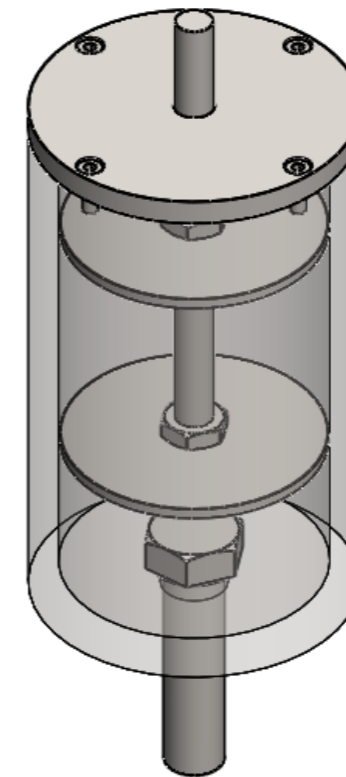
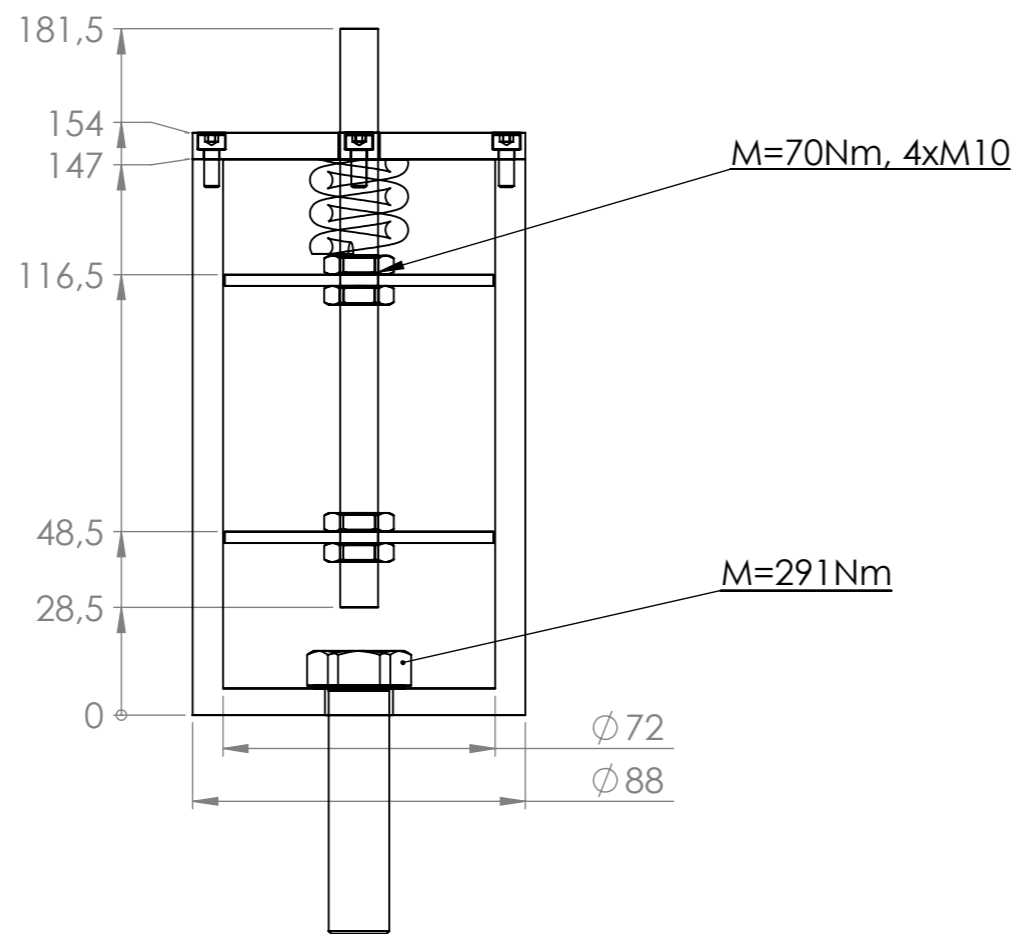
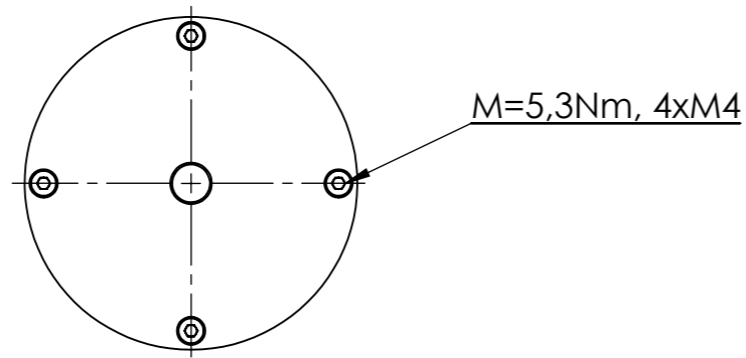
R-3

A4

SCALE:1:1

Ikke skaler tegning

SHEET 1 OF 1



Hvis annet ikke er oppgitt:
Dimensjoner er i millimeter
Grader skarpe kanter
Flater maskineres til Ra=3,2
Generelle toleranser iht.
NS-ISO 2768-1:1990

Dato: 10.05.2011

Konstruktør/tegnet av: Thanh Minh Dang

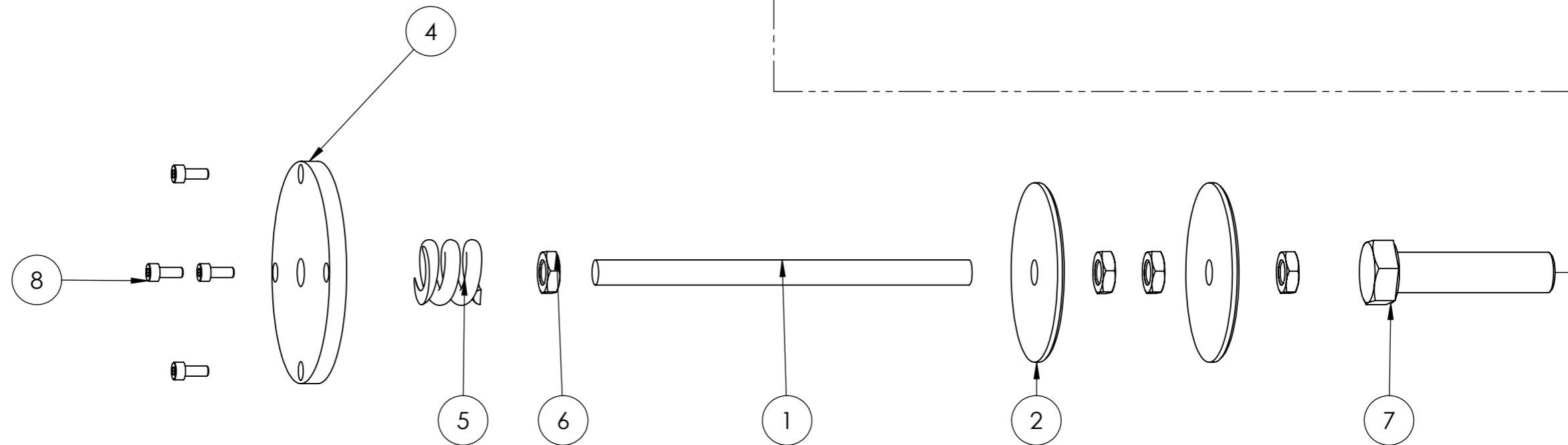
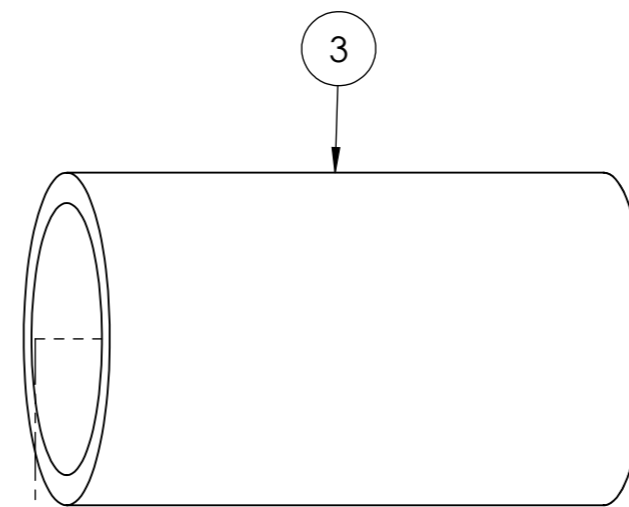
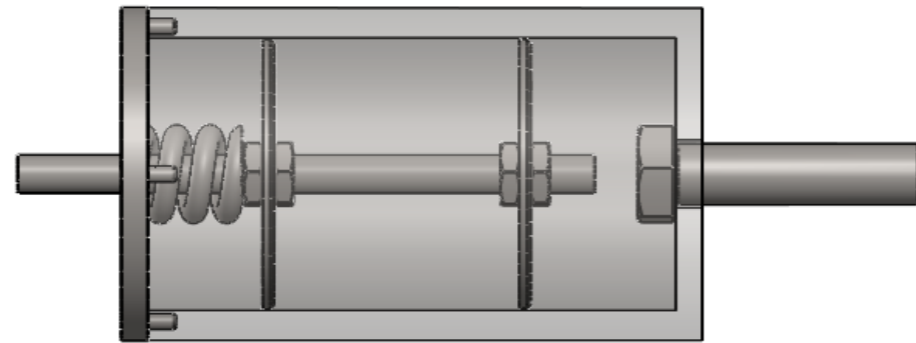
Prosjekt: Pendel

Titel: Sammenstilling T-00

A3

SCALE:1:2

Ikke skaler tegning



ITEM NO.	Navn	Beskrivelse	Ant.	Tegning
1	Gjengestang	A4	1	-
2	Glideskive	Rustfritt, EN 1.4301	2	T-2
3	Pendelhus	Rustfritt, EN 1.4301	1	T-3
4	Lokk	Rustfritt EN 1.4301	1	T-1
5	Fjær	Art: 5408, Lesjøfors	1	-
6	M10 mutter	DIN439. EN 20898/1. Fasthetsklasse 10.9	4	-
7	M16 x 55	DIN931. EN 20898/1 Fasthetsklasse 10.9	1	-
8	M4x10	DIN912. EN 20898/1 Fasthetsklasse 10.9	4	-

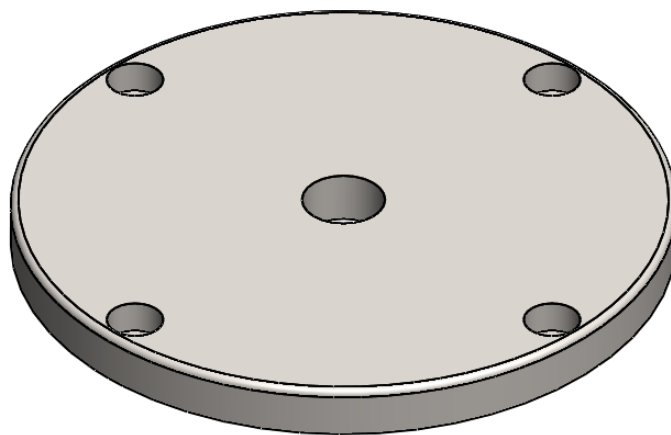
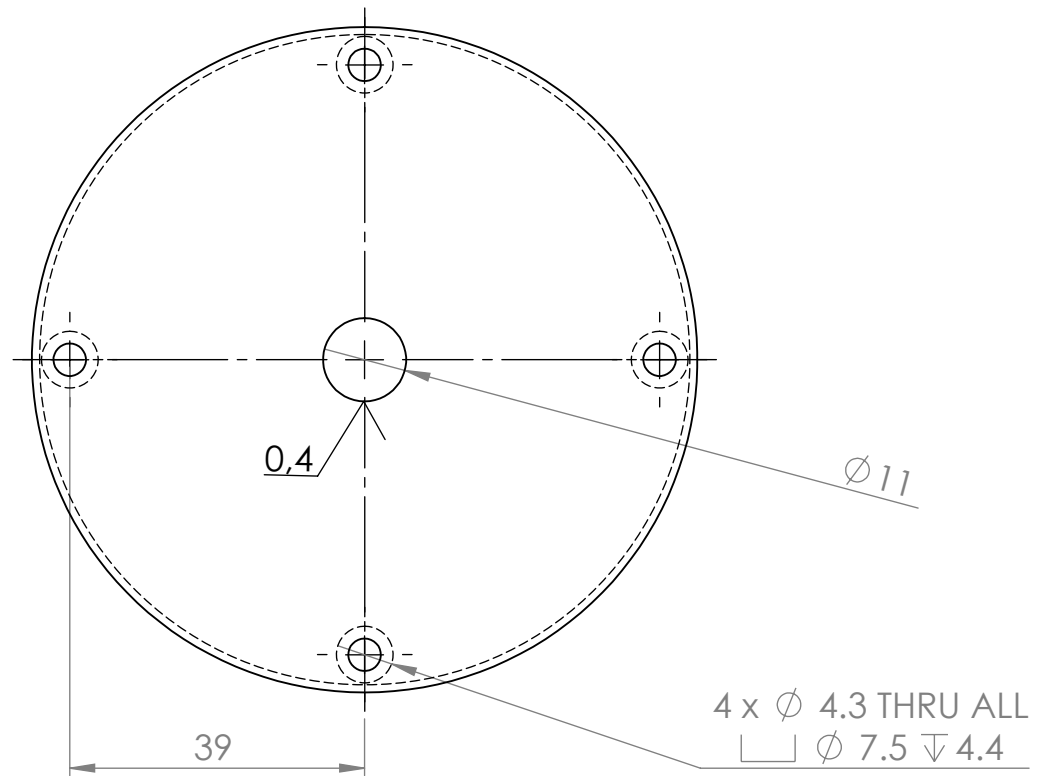
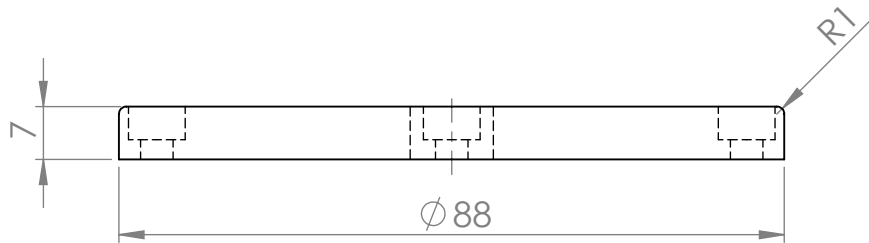
Hvis annet ikke er oppgitt:
Dimensjoner er i millimeter

Dato:
10.05.2011

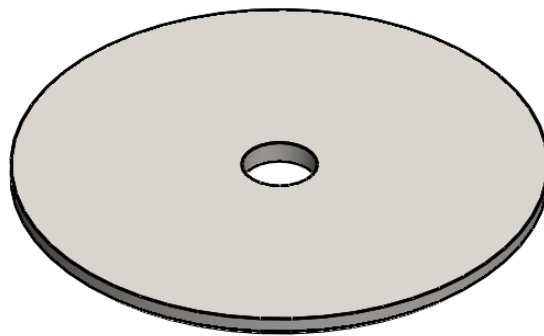
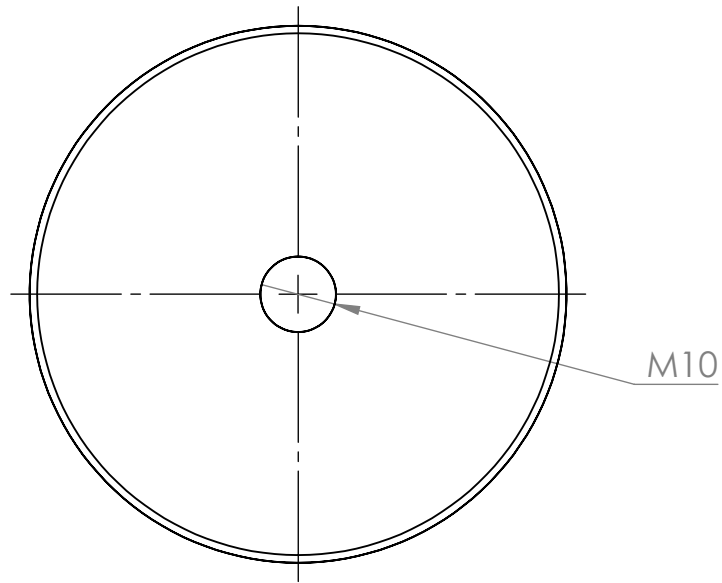
Konstruktør/tegnet av:
Thanh Minh Dang

Prosjekt:
Pendel

Tittel
Eksplodert visning T-0 A3
SCALE:1:2 Ikke skaler tegning



Hvis annet ikke er oppgitt: Dimensjoner i millimeter Grader skarpe kanter Flater maskineres til Ra=3,2	Konstruktør/tegner: Thanh M. Dang	Dato: 11.05.2011	Tittel <h1>Lokk</h1>	
Prosjekt: <h2>Pendel</h2>		MATERIALE EN 14301, Rustfritt stål	Tegning nr: <h2>T-1</h2>	A4
Vekt: 299g		Målestokk: 1:1	Ikke skaler tegning	Ark 1 av 1



Hvis annet ikke er oppgitt:
Dimensjoner i millimeter
Grader skarpe kanter
Flater maskineres til Ra=3,2
Generelle toleranser i hht. NS-ISO 2768-1:1990

Dato: 11.05.2011

Tittel

Glideskive

MATERIALE
EN 1.4301

Konstruktør/tegner:
Thanh M. Dang

Tegning nr:

T-2

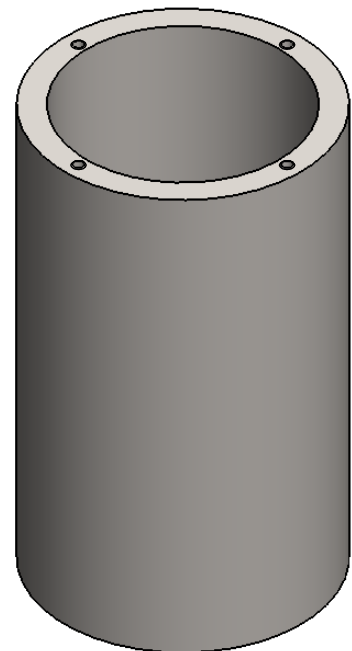
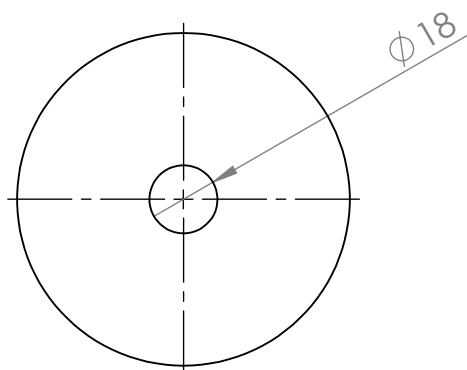
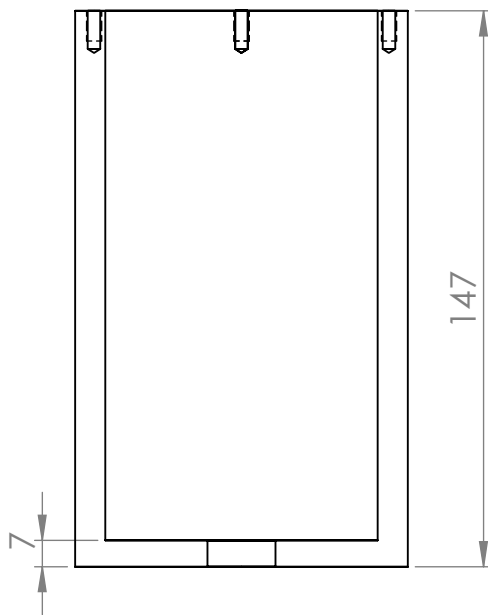
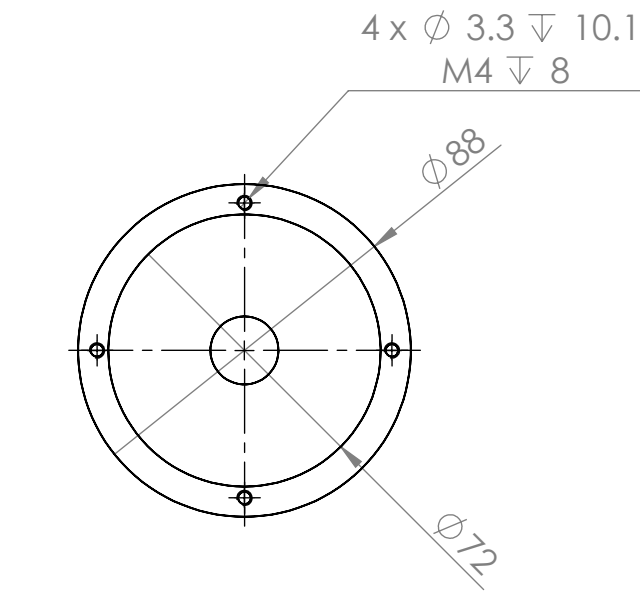
A4

Vekt: 84g

SCALE:1:1

Ikke skaler tegning

SHEET 1 OF 1



Hvis annet ikke er oppgitt:
Dimensjoner i millimeter
Grader skarpe kanter
Flater maskineres til Ra=3,2
Generelle tilleranser i hht. NS-ISO 2768-1:1990

Dato: 11.05.2011

Tittel

Pendelhus

MATERIALE
EN 1.4301

Konstruktør/tegner:
Thanh M. Dang

Tegning nr:

T-3

A4

Vekt: 2575g

SCALE:1:2

Ikke skaler tegning

SHEET 1 OF 1